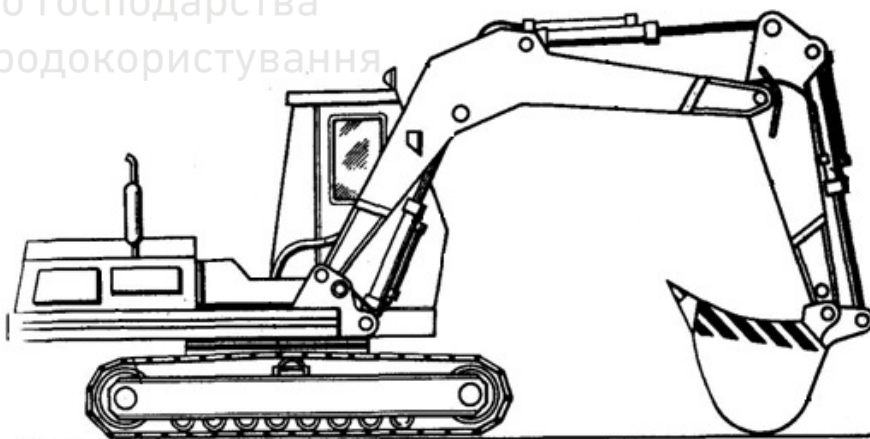


Д.т.н., проф. Л.А. ХМАРА,
д.т.н., проф. С.В. КРАВЕЦЬ,
д.т.н., проф. В.В. НІЧКЕ,
д.т.н., проф. Л.В. НАЗАРОВ,
к.т.н., доцент М.П. СКОБЛЮК,
к.т.н., доцент В.Г. НІКІТІН

МАШИНИ ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ

За загальною редакцією докторів
техн. наук, професорів
Л.А. ХМАРИ та С.В. КРАВЦЯ



Рівне - Дніпропетровськ – Харків

2010

Д.т.н., проф. Л.А.ХМАРА
д.т.н., проф. С.В.КРАВЕЦЬ
д.т.н., проф. В.В.НІЧКЕ
д.т.н., проф. Л.В.НАЗАРОВ
к.т.н., доцент М.П.СКОБЛЮК
к.т.н., доцент В.Г.НІКІТІН



Національний університет
водного господарства
та природокористування

МАШИНИ ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ

**За загальною редакцією докторів
техн. наук, професорів Л.А.ХМАРИ
та С.В.КРАВЦЯ**

**Рекомендовано Міністерством освіти
і науки України як навчальний
посібник для студентів вузів, які
навчаються за напрямом
«Машинобудування»**

**Рівне - Дніпропетровськ - Харків
2010**

Рецензенти:

кафедра «Будівельних машин» Київського національного університету будівництва і архітектури, завідувач кафедри проф. Л.С.Пелевін;

кафедра «Підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх, меліоративних машин і обладнання» Донбаської національної академії будівництва та архітектури, д-р техн. наук, проф. В.О.Пенчук;

кафедра «Дорожніх машин» Київського транспортного університету, к.т.н., проф. В.Д.Мусійко



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Машини для земляних робіт: Навчальний посібник / Хмара Л.А., Кравець С.В., Нічке В.В., Назаров Л.В., Скоблюк М.П., Нікітін В.Г. Під загальною редакцією проф. Хмари Л.А. та проф. Кравця С.В. Рівне - Дніпропетровськ - Харків. - 2010.

У посібнику приводяться загальні відомості про машини для земляних робіт, а також нарис розвитку будівельних машин і загальні питання їх конструкції, проектування і виробництва. Розглянуті питання конструкцій і особливостей робочих процесів землерийних, землерийно-транспортних машин, машин і обладнання для ущільнення ґрунтів. Приведені методи розрахунків цих груп машин. Вперше в посібнику розглянуті в повному об'ємі розділи: «Машини і обладнання для підготовчих робіт», «Розпушувачі». «Машини і обладнання для гідромеханізації», «Машини для прокладання каналів», «Машини для безтраншейної прокладки комунікацій», «Техніко-економічна ефективність машин для земляних робіт». Коротко викладені напрями розвитку машин для земляних робіт у країні й за рубежом.

Посібник призначений для студентів механічних спеціальностей інженерно-будівельних і автомобільно-дорожніх вузів, які навчаються за напрямом «Машинобудування» і може бути використаний студентами політехнічних вузів, а також інженерно-технічними працівниками, пов'язаними із виробництвом і експлуатацією машин для земляних робіт.

Зміст

	Стор.
Прийняті умовні скорочення	3
Вступ	4
Розділ перший. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО МАШИНИ ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ	8
1. ІСТОРИЧНИЙ НАРИС РОЗВИТКУ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН І ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ЇХ КОНСТРУКЦІЇ, ПРОЕКТУВАННЯ І ВИРОБНИЦТВ	8
1.1. Короткий історичний нарис розвитку будівельних машин	8
1.2. Розвиток засобів механізації будівництва доріг	16
1.3. Поняття про робочі процеси, режими роботи та основні показники, характеристики та якості машини	38
1.4. Актуальні напрямки наукових досліджень в області вдосконалення землерийної, будівельної і дорожньої техніки	44
1.5. Загальні відомості про машини для земляних робіт	51
Контрольні питання	58
2. ҐРУНТИ ЯК ОБ'ЄКТ ДІЇ МАШИН ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ	60
2.1. Загальні відомості про ґрунти	60
2.2. Фізико-механічні властивості ґрунтів	60
2.3. Природа міцності і способи руйнування ґрунтів	70
2.4. Вибір та визначення вихідних даних для розрахунку машин	72
Контрольні питання	73
3. ОСНОВИ ТЕОРІЇ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ МАШИН ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ І ЇХ ВЗАЄМОДІЯ З ҐРУНТОМ	74
3.1. Вимоги до конструкцій робочих органів машин для земляних робіт	74
3.2. Опір ґрунтів копанню	74
3.3. Основні закономірності і особливості різання ґрунтів	76
3.4. Визначення критичної глибини різання	80
3.5. Розрахунок сил різання ґрунтів способом професора Ю.О.Вєтрова	86
3.6. Інші способи розрахунку сил різання і копання ґрунтів	92
Контрольні питання	96
4. ДИНАМІКА ЗЕМЛЕРИЙНИХ І ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН	97
4.1. Аналіз динамічних систем землерийних машин	97
4.2. Динамічні навантаження в приводах робочих органів землерийних машин	100
4.3. Динаміка землерийно-транспортних машин	104
4.4. Динамічні навантаження в ходовому обладнанні землерийних машин	112
4.5. Статичні та динамічні навантаження в тяговому приводі ЗТМ	116
Контрольні питання	122
5. УЩІЛЬНЕННЯ ҐРУНТІВ	123
5.1. Фізичні і наукові основи механічного ущільнення ґрунтів. Визначення параметрів процесу ущільнення	123
5.2. Способи ущільнення ґрунтів	126
Контрольні питання	127
6. ВЗАЄМОДІЯ РУШІЯ З ҐРУНТОМ	128
6.1. Тягові можливості рушія і опір пересуванню машин	128
6.2. Тягові розрахунки	131
Контрольні питання	132
7. ПРИВОДИ	133
7.1. Загальні відомості	133
7.2. Силове обладнання	134
7.3. Трансмісії	140

7.4. Системи керування	142
Контрольні питання	148
8. ХОДОВЕ ОБЛАДНАННЯ	149
8.1. Загальні відомості	149
8.2. Гусеничне ходове обладнання будівельних машин	153
8.3. Пневмоколісне обладнання	159
8.4. Крокуюче обладнання	164
Контрольні питання	166
Розділ другий. ОДНОКІВШЕВІ ЕКСКАВАТОРИ	167
9. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ І КЛАСИФІКАЦІЯ	167
9.1. Призначення і загальна будова	167
9.2. Типи одноківшевих екскаваторів і їх принципові особливості	167
9.3. Класифікація одноківшевих екскаваторів	168
Контрольні питання	170
10. ГІДРАВЛІЧНІ ОДНОКІВШЕВІ ЕКСКАВАТОРИ	171
10.1. Робоче обладнання	171
10.2. Механізми привода повороту і пересування	180
10.3. Робота з основними видами робочого обладнання	185
10.4. Особливості гідропривода	188
10.5. Мета і завдання загального розрахунку одноківшевих екскаваторів	191
10.6. Основні розміри базової частини екскаватора	193
10.7. Параметри робочих зон і лінійні розміри робочого обладнання	195
10.8. Загальний розрахунок гідравлічних екскаваторів	198
Контрольні питання	208
11. КАНАТНІ ОДНОКІВШЕВІ ЕКСКАВАТОРИ	209
11.1. Робоче обладнання, процеси роботи, привод і його механізми	209
11.2. Конструкція основних вузлів	215
11.3. Загальний розрахунок канатних екскаваторів	221
11.4. Розрахунок параметрів механізму повороту одноківшевих екскаваторів	228
11.5. Розрахунок параметрів механізмів пересування одноківшевих екскаваторів	233
11.6. Статичний розрахунок	234
11.7. Продуктивність одноківшевих екскаваторів	238
Контрольні питання	240
12. ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ ОДНОКІВШЕВИХ ГІДРАВЛІЧНИХ ЕКСКАВАТОРІВ	241
12.1. Змінне навісне обладнання та змінні робочі органи	241
12.2. Пристрої для швидкої заміни робочих органів	247
12.3. Екскаватори з телескопічним робочим обладнанням	247
12.4. Телескопічні стріли	252
12.5. Механізми висунення-втягування стріли	252
12.6. Механізми підйому (опускання) стріли	253
12.7. Механізм повороту ковша	254
12.8. Змінне робоче обладнання	255
Контрольні питання	255
Розділ третій. БАГАТОКІВШЕВІ ЕКСКАВАТОРИ	256
13. БАГАТОКІВШЕВІ ТРАНШЕЙНІ ЕКСКАВАТОРИ	256
13.1. Загальні відомості. Класифікація. Індксація	256
13.2. Конструкція траншейних екскаваторів	258
13.3. Вибір та розрахунок основних параметрів багатоківшевих ланцюгових траншейних екскаваторів	262
13.4. Розрахунок стрічкового конвеєра екскаватора	265
13.5. Тяговий розрахунок багатоківшевого ланцюгового екскаватора	266

13.6. Кінематичний розрахунок багатоківшевого екскаватора	266
13.7. Розрахунок балансу потужності та вибір двигуна	267
13.8. Визначення граничного уклону для екскаватора і перевірка зчіпного зусилля ходового обладнання	269
13.9. Розрахунок основних параметрів ланцюгових скребкових траншейних екскаваторів	269
13.10. Розрахунок зусилля різання ґрунту скребками	271
13.11. Визначення потужності двигуна і вибір базової машини	272
13.12. Перевірка базової машини по гаківому і зчіпному зусиллю рушія	273
13.13. Розрахунок основних параметрів багатоківшевих роторних траншейних екскаваторів	274
13.14. Тяговий розрахунок багатоківшевого роторного екскаватора	276
13.15. Розрахунок балансу потужності двигуна	278
13.16. Визначення уклону для екскаватора та перевірка зчіпного зусилля ходового обладнання	279
13.17. Статичний розрахунок	279
13.18. Основні напрямки розвитку конструкцій траншейних екскаваторів	280
Контрольні питання	280
14. БАГАТОКІВШЕВІ КАР'ЄРНІ ЕКСКАВАТОРИ	281
14.1. Класифікація ланцюгових кар'єрних екскаваторів	281
14.2. Конструкція кар'єрних екскаваторів	286
14.3. Визначення головних параметрів ланцюгових екскаваторів	289
Контрольні питання	292
15. РОТОРНІ ЕКСКАВАТОРИ РАДІАЛЬНОГО КОПАННЯ	293
15.1. Класифікація і загальна будова роторних кар'єрних екскаваторів	293
15.2. Визначення основних параметрів роторних кар'єрних екскаваторів	306
15.3. Продуктивність гірничо-транспортних комплексів	310
Контрольні питання	312
Розділ четвертий. ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ	313
16. СКРЕПЕРИ	313
16.1. Загальні відомості, будова, класифікація і компоновка скреперів	313
16.2. Робочий процес скреперів	319
16.3. Вибір і розрахунок параметрів скрепера	327
16.4. Визначення розрахункових навантажень	332
16.5. Підвищення ефективності скреперів	348
Контрольні питання	358
17. БУЛЬДОЗЕРИ	359
17.1. Загальні відомості	359
17.2. Робочий процес бульдозерів	363
17.3. Основні параметри бульдозерів	367
17.4. Визначення максимальної і мінімальної глибини різання	372
17.5. Обґрунтування конструкції і розрахунок привода керування	374
17.6. Визначення розрахункових значень навантажень для перевірки міцності елементів конструкції бульдозера	378
17.7. Методи підвищення ефективності робочих процесів бульдозерів	383
Контрольні питання	389
18. АВТОГРЕЙДЕРИ	390
18.1. Загальні відомості	390
18.2. Конструкції автогрейдерів	391
18.3. Особливості робочого процесу і взаємодії робочого органа з ґрунтом	395
18.4. Продуктивність	397
18.5. Вибір та розрахунок основних параметрів автогрейдерів	397

18.6. Розрахунок виконавчих механізмів автогрейдера	399
18.7. Загальний розрахунок автогрейдерів	401
Контрольні питання	404
Розділ п'ятий. МАШИНИ І ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ ҐРУНТІВ, ПІДГОТОВЧИХ, ДОПОМІЖНИХ І СПЕЦІАЛЬНИХ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ	405
19. МАШИНИ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ ҐРУНТІВ	405
19.1. Класифікація ґрунтоущільнюючих машин	405
19.2. Котки	405
19.3. Трамбуючі машини	415
19.4. Вібраційні і вібротрамбуючі машини	418
19.5. Вібраційні котки	421
19.6. Техніко-економічне співставлення і основні напрямки розвитку машин для ущільнення ґрунтів	422
Контрольні питання	423
20. РОЗПУШУВАЧІ	424
20.1. Загальні відомості	424
20.2. Конструкції розпушувачів	425
20.3. Технологічні особливості робочого процесу. Продуктивність	435
20.4. Вибір і розрахунок основних параметрів розпушувального обладнання	439
20.5. Розрахунок розпушувального обладнання	441
20.6. Загальний розрахунок розпушувачів з триланковою навіскою	443
20.7. Шляхи вдосконалення навісних розпушувачів	445
20.8. Розпушення ґрунтів робочими органами з траєкторно-послідовним зміщенням зубів	456
Контрольні питання	460
21. ОДНОКІВШЕВІ НАВАНТАЖУВАЧІ ДЛЯ ҐРУНТУ	461
21.1. Загальні відомості. Визначення, призначення і класифікація	461
21.2. Конструкції навантажувачів	464
21.3. Прийоми роботи	472
21.4. Загальний розрахунок	474
21.5. Продуктивність	477
Контрольні питання	477
22. МАШИНИ ДЛЯ БЕЗТРАНШЕЙНОЇ ПРОКЛАДКИ ПІДЗЕМНИХ КОМУНІКАЦІЙ	478
22.1. Загальні відомості. Класифікація	478
22.2. Установки для проколювання ґрунту	480
22.3. Установки для протискування ґрунту і горизонтального буріння	484
22.4. Визначення основних параметрів ґрунтопроколюючих пристроїв	485
22.5. Визначення опору переміщенню для одноярусного (традиційного) ножа	486
22.6. Визначення основних параметрів двоярусних ножів	487
22.7. Визначення основних параметрів багатоярусних безвідвальних землерийних робочих органів	490
22.8. Основні параметри ножа і дренера кротодренажної машини	495
Контрольні питання	496
23. МАШИНИ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ГІДРОМЕХАНІЗАЦІЇ	497
23.1. Загальні відомості, класифікація	497
23.2. Гідромонітори	498
23.3. Ґрунтові насоси, землерийні установки і снаряди	500
23.4. Розрахунок всмоктувального наконечника	502
23.5. Розрахунок всмоктувальних наконечників з фрезерними розпушувачами	503
23.6. Розрахунок механізму переміщення	505
23.7. Розрахунок віддалі між точками закладання попільонажних якорів	506

23.8. Розрахунок зусилля при підйомі палі та натягу троса попільонажної лебідки	508
23.9. Розрахунок розмірів корпусу земснаряда	508
23.10. Розрахунок гідромоніторів	509
Контрольні питання	509
24. КАНАЛОКОПАЧІ	510
24.1. Загальні відомості. Класифікація	510
24.2. Каналокопачі з плужними робочими органами	511
24.3. Каналокопачі з ротаційними робочими органами	511
24.4. Каналокопачі з комбінованими робочими органами	513
24.5. Розрахунок каналокопачів з плужними робочими органами	519
24.6. Розрахунок каналокопачів з ротаційними робочими органами	524
24.7. Розрахунок шнекороторних каналокопачів	527
Контрольні питання	531
Розділ шостий. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ МАШИН ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ	532
25. ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ МАШИН ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ	532
25.1. Показники для оцінки ефективності застосування на машинах для земляних робіт різних інтенсифікаторів	532
25.2. Система показників для оцінки ефективності машин для земляних робіт	535
Контрольні питання	544
Заклучення	545
Література	546
Алфавітно-предметний покажчик	550

ВСТУП

Для виконання найбільш трудомістких земляних робіт у будівництві широко застосовуються бульдозери, скрепери, автогрейдери, екскаватори та інші машини для земляних робіт.

Розширюється номенклатура і виробництво землерийно-транспортних машин, одноківшевих універсальних будівельних екскаваторів і багатоківшевих екскаваторів безперервної дії, машин для ущільнення ґрунтів.

Для конструювання, освоєння виробництва і організації правильної експлуатації машин для земляних робіт потрібна велика кількість інженерних кадрів, підготовка яких здійснюється рядом вузів країни за фахом „Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання”.

Дана книга написана відповідно до програми курсу «Машини для земляних робіт», затвердженої Міністерством освіти і науки України в 2001р. Починаючи з 1975р. було створено кілька підручників за зазначеним курсом: за редакцією Т.В.Алексєєвої, Ю.О.Ветрова, М.Г.Домбровського, В.І.Баловнева, А.М.Зеленіна, А.М.Холодова, М.Г.Гаркаві та ін. Кожен підручник відрізняється як за характером освітлюваного матеріалу, так і за методикою викладу. Ці розбіжності, як правило, обумовлені характером науково-дослідних робіт, що ведуться колективом авторів, особливостями навчального процесу в конкретних вузах, а разом з тим і особистими поглядами авторів. Всі ці підручники видані на російській мові.

Машини для земляних робіт є одними із основних видів машин, за допомогою яких здійснюється комплексна механізація в будівництві, на відкритих розробках корисних копалин, у промисловості будівельних матеріалів, гірської і кольорової металургії, вугільної промисловості, меліорації сільського господарства та інших галузей народного господарства. Обсяг земляних робіт у загальному обсязі будівельних робіт залежно від об'єктів, що споруджують, коливається від 3-5% до 80-90%. Обсяги виконуваних земляних робіт, що становили у дореволюційній Росії близько 0,3-0,4 млрд. м³, до 1991р. у СРСР досягли майже 30 млрд. м³. В останні роки вони зростали приблизно на 1 млрд. м³ у рік.

Оснащення будівництва надійними вискоефективними машинами, прискорена заміна застарілої техніки новою високопродуктивною - один з важливих важелів підвищення ефективності робіт у будівництві.

Інтенсифікація земляних робіт здійснюється головним чином на базі удосконалення організаційно-технологічних заходів щодо ефективного використання парку землерийної техніки, створення і впровадження у виробництво принципово нової технології і матеріалів, створення машин різної одиничної потужності і продуктивності, що працюють на основі використання нових технічних ефектів. Реалізація цих положень ґрунтується на підвищенні ефективності досліджень і скорочення строків впровадження досягнень науки і техніки у виробництво і модульний принцип створення систем машин. Створення високопродуктивних землерийних машин здійснюється за двома напрямками: удосконалювання робочих органів машин традиційного типу, що перебувають в експлуатації і виробництво принципово нових робочих органів і машин на базі використання досягнень фундаментальних наук.

Конструкції машин для земляних робіт зазнали більших і складних змін одночасно із загальним розвитком техніки і машинобудування. Одними з перших машин для земляних робіт у Росії були створені в 1806-1812р.р. Бухтєєвим і Бетанкуром багатоківшеві парові землечерпалки для днопоглиблювальних робіт на Дніпрі і в Крондштадті. В 1836 р. у США Г.В.Отіс створив перший одноківшевий паровий екскаватор на залізничному ході. Екскаватор мав обладнання пряма лопата з ковшем місткістю 1,14 м³. Продуктивність цього екскаватора, використаного вперше в Росії в 1842 р. при будівництві залізниці Петербург - Москва, становила 15-80 м³/год. У 70-х роках XIX століття в США були створені перші грейдери і грейдери-елеватори на кінній тязі. Перші скрепери з кінною тягою були відомі з 1773 р. Перші кам'яні котки для ущільнення ґрунтів з ручною тягою, про які згадувалося

більше 3 тис. років до нашої ери, у другій половині XIX століття змінилися кам'яними котками з кінною тягою, потім металевими з кінною тягою. Наприкінці XIX століття на Коломенському заводі почали випускати парові котки потужністю 15 кВт, масою 10 т.

Інтенсивне будівництво залізниць сприяло розвитку мобільних машин для земляних робіт, а також гусеничних і пневмоколісних рушіїв. Перші гусеничні і пневмоколісні машини були створені в 1910-1915 р.р. У 20-і роки XX століття як привод машин для земляних робіт стали застосовувати електродвигуни, а в машинах невеликої і середньої потужності - двигуни внутрішнього згоряння. В 30-40 роки в трансмісіях машин з'являються гідромуфти і гідротрансформатори. До цього часу відносяться перші спроби застосування об'ємного гідро-привода на тракторах, неповноповоротних екскаваторах невеликої потужності.

Широке застосування гідропривода в машинах для земляних робіт в 50-х роках значно перетворило їхню конструкцію, дозволило на 20...50% знизити їх питомі матеріало- і енергоемності, істотно підвищити продуктивність і універсальність і перейти до автоматизації керування окремими машинами, створенню маніпуляторів і робототехнічних комплексів. Слід зазначити, що широке застосування індивідуального гідропривода в машинах для земляних робіт, а також електропривода у важких машинах дозволяє більш широко використати агрегатно-модульний принцип їхнього проектування і створення. Ті самі агрегати і вузли широко використовуються для створення і виробництва багатьох видів машин, а самі вузли і агрегати створюються за модульним принципом з окремих уніфікованих елементів і зборок. Цей принцип дозволяє: в 1,5-3 рази прискорити створення нових машин; різко підняти серійність виготовлення багатьох елементів, вузлів і агрегатів конструкцій; істотно поліпшити їхню якість і знизити вартість виробництва; спростити системи обслуговування, постачання запчастинами і ремонту машин у процесі їхньої експлуатації.

Одним з найважливіших завдань удосконалення конструкції машин є зниження їхньої матеріалоємності при одночасному підвищенні надійності. Якщо ж врахувати постійне прагнення до збільшення швидкостей робочих органів для підвищення продуктивності, що призводить до збільшення динамічного навантаження, то рішення цієї задачі представляє завжди більші труднощі.

Рішення цього завдання вимагає застосування більш міцних і зносостійких матеріалів: високоміцних легованих сталей для робочого обладнання, високолегованих сталей з високими границями витривалості для механізмів привода, зносостійких сталей і високотвердих композиційних порошкових матеріалів для робочих органів, легких сплавів і високоміцних пластмас для кабін, кожухів, капотів і інших захисних конструкцій. Застосування в конструкціях робочого обладнання і несучих елементів машин для земляних робіт більш легких і високоміцних композитних матеріалів дасть новий поштовх до зниження їхньої матеріалоємності.

Важливим завданням у покращенні якості машин є також зниження їхньої енергоемності. Це завдання постійно вирішується шляхом удосконалення принципів взаємодії робочих органів із ґрунтом - більш широкого застосування вібраційного і віброударного, фізико-хімічного і термічного впливу на ґрунт і удосконалення конструкцій робочих органів для зменшення сил опору ґрунту відділенню його від масиву, переміщенню його в робочий орган і транспортуванню, а також шляхом підвищення коефіцієнта використання двигунів силової установки, підвищення коефіцієнта корисної дії механізмів приводів робочих органів, застосування систем рекуперації енергії.

Досить важливим напрямком в удосконаленні конструкцій машин для земляних робіт є покращення їхньої соціальної пристосованості, підвищення основних ергономічних, естетичних і екологічних якостей. Велике значення має створення для машиністів кабін керування з покращеною оглядовістю і мікрокліматом, з вібрацією і шумом, які не перевищують допустимих меж, що забезпечує мінімальну стомлюваність при керуванні машиною.

Останнім часом велика увага приділяється автоматизації керування машиною і комплексами спільно працюючих машин. Широко використовуються мікропроцесори і бортові електронно-обчислювальні машини (ЕОМ), лазерна техніка, дистанційні системи керування,

удосконалюється організація робіт на основі комп'ютерних супутникових управлінських технологій. Розробляються методи раціонального використання техніки і визначення тих умов, де вона дає найбільший ефект. Зростають вимоги до універсальності землерийних машин і їхніх робочих органів, електронізації техніки, маневреності, екологічності ходових систем, прохідності і мобільності. Реалізується випуск універсального землерийно-маніпуляторного обладнання до гідравлічних однокішєвих екскаваторів, землерийних маніпуляторів і роботів. Великого значення набуває вирішення питань оптимізації організаційно-технологічних заходів, пов'язаних із застосуванням у будівництві землерийної і транспортної техніки на базі широкого використання ЕОМ.

Одним з актуальних питань є створення землерийної техніки, що працює на нових фізико-технічних принципах взаємодії із середовищем і володіючими високими екологічними якостями.

Швидкому розвитку машин для земляних робіт у СРСР сприяли праці багатьох радянських учених і інженерів в області теорії, конструкції і робочих процесів цих машин. Особливо великі заслуги в цій області акад. В.П.Горячкіна, професорів М.Г.Домбровського, А.М.Зеленіна, Д.П.Волкова, С.А.Панкратова, Д.І.Федорова, А.М.Холодова, В.І.Баловнева, А.Д.Даліна, О.С.Фіделева, К.О.Артем'єва, Т.В.Алексєєвої, М.І.Гальперіна, В.Д.Абезгауза, Б.І.Сатовського, М.О.Ульянова, М.Я.Хархути, О.Г.Маєвського, І.А.Тер-Азар'єва, В.К.Руднева, Л.В.Назарова, В.В.Нічке, Л.А.Хмари та інших.

У розвитку теорії, методів дослідження, розрахунків і проектування машин для земляних робіт велику участь приймали колективи багатьох будівельних, автомобільно-дорожніх і політехнічних вузів: Московського інженерно-будівельного інституту (МІБІ), Московського автомобільно-дорожнього інституту (МАДІ), Київського інженерно-будівельного інституту (КІБІ), Харківського автомобільно-дорожнього інституту (ХАДІ), Сибірського автомобільно-дорожнього інституту (СибАДІ), Дніпропетровського інженерно-будівельного інституту (ДІБІ), Українського інституту інженерів водного господарства (УІВГ), Воронежського інженерно-будівельного інституту (ВІБІ), Ленінградського політехнічного інституту (ЛПІ), Ярославського політехнічного інституту (ЯПІ), а також науково-дослідних інститутів (ВНДІбуддормаш, ВНДІземмаш, ЦНДІБмінтрансбуд, УкрНДІпроект). Роботи, які виконані в цих організаціях, сприяли швидкому розвитку і організації виробництва машин для земляних робіт.

У створенні і організації серійного виробництва машин для земляних робіт великий внесок внесли такі підприємства, як Київський, Донецький, Ковровський, Воронежський, Тверський, Костромський, Дмитрівський, Таллінський та інші екскаваторні заводи, Уральський, Новокраматорський та інші заводи важкого машинобудування, Орловський, Бердянський, Брянський, Рибінський і Челябінський заводи дорожніх машин. У останні роки у виробництво потужних землерийно-транспортних машин були включені нові потужні заводи - Харківський тракторний завод, Чебоксарський завод промислових тракторів і Балаковський машинобудівний завод.

Завдяки тісному співробітництву заводів, науково-дослідних інститутів, СКБ і вузів освоєний випуск практично всіх основних типів машин для земляних робіт від невеликих (масою 0,2-2 т) до дуже потужних (масою до 10000-12000 т) машин.

Однак слід зазначити, що поряд з наявними істотними успіхами у створенні і освоєнні вітчизняні машини за рядом показників ще відстають від закордонних аналогів. Зокрема, на забезпеченні ефективної комплексної механізації земляних робіт більших об'ємів у будівництві ще гостро позначається недостатній випуск цих машин підвищеної потужності (гідравлічних екскаваторів масою 40-80 т з ковшем місткістю 2-4 м³, потужних скреперів з ковшами місткістю 25-40 м³, потужних бульдозерів-розпушувачів із двигунами потужністю 250-600 кВт), а також універсальних гідравлічних екскаваторів, землерийно-транспортних і ґрунтоущільнюючих машин малої потужності масою 0,2-4 т для ефективної механізації малих об'ємів земляних робіт, які виконуються дуже часто вручну. Ряд зразків вітчизняних машин відстає ще від машин, що випускаються закордонними фірмами, за рядом показників і в першу чергу за надійністю, ергономічними і естетичними показниками.

Необхідно відзначити, що вартість вітчизняних машин для земляних робіт, як правило, істотно нижча закордонних. Тому вкладення додаткових засобів у їхнє виробництво для застосування більш якісних матеріалів, більш якісного їхнього виготовлення, використання засобів для їхнього діагностування і автоматизації керування і вирішення ряду інших завдань може дозволити в найближчі роки вивести всі вітчизняні машини в ряд передових.

Ринок пропонує виконавцеві робіт широкий набір машин різного типорозміру і призначення. Розробка рекомендацій і методів раціонального використання землерийної техніки залежно від умов експлуатації набуває практичного інтересу при вирішенні питань вибору раціональних машин з наявних на ринку і у парку організації.

В умовах обмеження комерційної інформації з вартості і експлуатаційних витрат ефективність і параметри машин встановлюються на базі аналізу техніко-експлуатаційних показників, які розраховуються за відомими технічними параметрами машини і умовами експлуатації. У книзі дана система показників, що визначають ефективність землерийної техніки.

У даному посібнику основна увага звернена не на принципи конструювання, а на робочі процеси машин, навантаження, що виникають при їх експлуатації, особливості будови найбільш слабких вузлів і т.п.

З огляду на ту обставину, що при модернізації машин для земляних робіт виникає необхідність у перевірочному розрахунку їх елементів, автори прагнули доступно викласти сучасні методи розрахунку. При цьому передбачається, що студенти вже знайомі із загальними принципами будови і розрахунку машин з курсів «Деталі машин», «Теорія машин і механізмів», «Гідропривод» та ін.

Посібник, призначений для студентів механічних спеціальностей інженерно-будівельних і автомобільно-дорожніх та інших вузів, які навчаються за напрямом „Машинобудування” і може бути використаний студентами політехнічних інститутів, а також інженерно-технічними працівниками, пов'язаними з виробництвом і експлуатацією машин для земляних робіт.

Дольова участь авторів у написанні книги:

доктор технічних наук, професор Хмара Л.А. – вступ, розділ перший (п. 1.1...1.5, п. 2.1...2.4, п. 3.1...3.4, 3.6, 3.7, п. 4.1, 4.2, п. 8.1, 8.2), розділ другий, розділ четвертий (п. 16.1, 16.2, 17.1), розділ п'ятий (глави 20, 21), розділ шостий (глава 25), заключення;

доктор технічних наук, професор Кравець С.В. – розділ перший (п. 2.5, 3.5, глава 5), розділ другий (глава 12), розділ третій (глава 13), розділ п'ятий (глави 19, 22, 24*);

доктор технічних наук, професор Нічке В.В. – розділ четвертий (п. 16.2...16.4), розділ п'ятий (п. 17.2...17.5);

доктор технічних наук, професор Назаров Л.В. – розділ четвертий (глава 18);

кандидат технічних наук, доцент Скоблюк М.П. – розділ перший (глави 6, 7, п. 8.3, 8.4), розділ другий (глава 11), розділ четвертий (глава 18);

кандидат технічних наук, доцент Нікітін В.Г. – розділ перший (п. 4.3, 4.4, 4.5), розділ другий (глави 9, 10), розділ третій (глави 14, 15), розділ п'ятий (глава 23*).

Загальне редагування посібника виконали доктори технічних наук, професори Хмара Л.А., Кравець С.В.

* глави 23 і 24 написані на основі матеріалів кандидата технічних наук, професора Зіня В.С.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Розділ перший. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО МАШИНИ ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ

1. ІСТОРИЧНИЙ НАРИС РОЗВИТКУ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН І ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ЇХ КОНСТРУКЦІЇ, ПРОЕКТУВАННЯ І ВИРОБНИЦТВА

1.1. Короткий історичний нарис розвитку будівельних машин

Історія розвитку суспільства нерозривно пов'язана із творчою діяльністю людини, з постійним створенням нових, усе більш досконалих знарядь виробництва.

Можна сказати, що винаходи створювалися завжди. Такі значні для свого часу новинки, як водяні і сонячні годинники, поліспасти, нагнітальний насос, гідравлічне колесо створені задовго до нашої ери. Безіменні винахідники стародавності крок за кроком підкоряли собі сили природи, створюючи знаряддя і засоби для виробництва матеріальних благ. Вони придумали кам'яні знаряддя, лук і стріли. Найпростіша форма поділу праці при рабовласницькому ладі сприяла появі таких винахідників, як Архімед і Герон Олександрійський, і таких теоретиків, як Аристотель і Евклід, які були продуктом відділення від духовних потенцій виробництва (рис. 1.1).

Одним з найбільших відкриттів людства був винахід колеса (рис. 1.2).

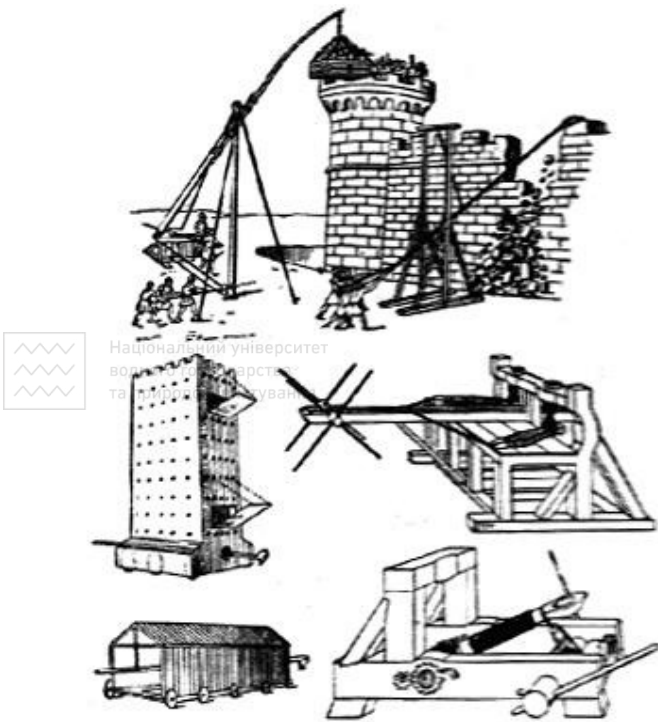


Рис. 1.1. Винаходи Архімеда у військовій техніці

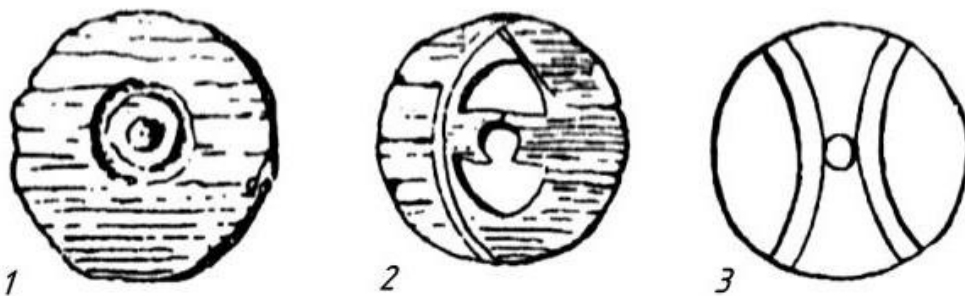


Рис. 1.2. Колеса дерев'яні: 1 - Колесо дерев'яне суцільне. Торф'яник Вальдзее (Waldsee). Германия. 2 - Колесо складальне, дерев'яне з прорізними отворами для осі з посиленими дерев'яними вкладками (зліва). Торф'яник в Новарре. Італія. 3 - Зображення раннього складального колеса на камінному етрурському рельєфі. Етрурія (суч. Тоскана). Італія

Прототипом першої землерийної машини був плуг. Перші плуги виготовлялися з кореневищ дуба, бука, клена і деяких інших дерев і являли собою цільні шматки дерева. Потім леміш стали зміцнювати залізом. Пройшло багато років, перш ніж у плузі були зроблені подальші вдосконалення. У творах Плінія - римського письменника I століття нашої ери ми знаходимо опис плуга, що, у відмінності від попередніх, постачаний колесом, ножем і відвальними дисками. Колесо не давало плугу входити занадто глибоко в землю, ніж служив для того, щоб зрізати дернину. Важливим нововведенням був відвал. Призначення відвала - перевертати дернину, що зрізали ніж і леміш. Плуг без відвала при русі тільки розпушував землю. Відвал перевертав дернину таким чином, що бур'яниста трава виявлялася під землею.

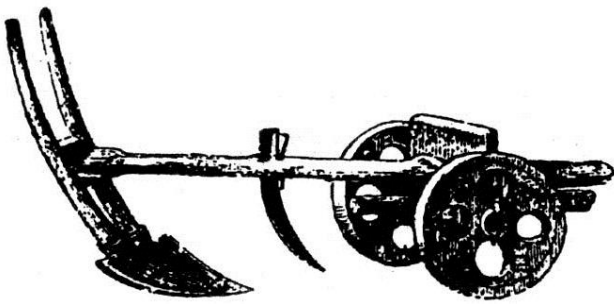


Рис. 1.3. Плуг, описаний Плінієм (реконструкція)

Перші екскаватори були призначені для видалення матеріалів з-під води (рис. 1.4).

Найдавнішим пам'ятником цієї конструкції зберігся рисунок, який зображає багатоківшеву землечерпалку, що працювала в 1560 році з поглиблення каналу між Румпелем і Шельтом.

Наступна згадка про такого роду машин ми знаходимо в цікавій книзі Верантиуса, яка вийшла в 1591 році. В цій

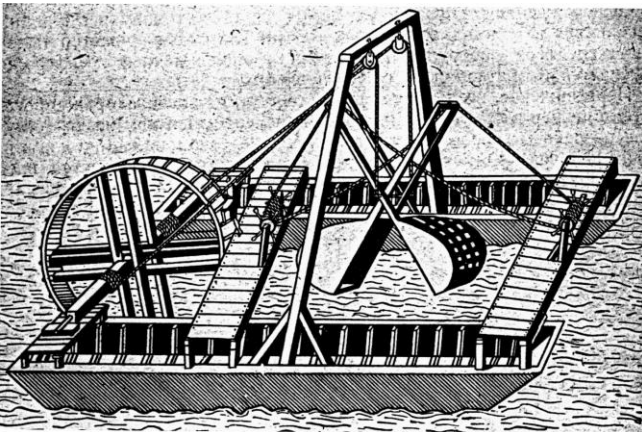


Рис. 1.5. Старий тип грейферної землечерпалки: оригінальний рисунок з книги Верантиуса від 1591 року. По всій вірогідності, рисунок зображає перший одноківшевий екскаватор

піднімався і опускався за допомогою іншої системи вірьовок, намотаних на кінцях вала колеса. Матеріал вивантажувався в баржу, яка стояла під грейфером між понтонами, до яких була прикріплена машина.



А.Бетанкур
(1758-1824 р.)

Практичну появу будівельних машин можна віднести до початку XIX в., коли з'явилася і почала широко застосовуватися парова машина (рис. 1.6, 1.7). Однією з перших будівельних машин була багатоківшева парова землечерпалка з двигуном потужністю 15 к.с., спорудженим Іжорським заводом у 1812 р. (рис. 1.8) під керівництвом А.Бетанкура – директора Петербурзького інституту інженерів шляхів сполучення. Згодом завод побудував ще дві такі землечерпалки, що успішно працюють на поглибленні гаваней. За рубежом подібні землечерпалки з'явилися тільки в 1830 році. Парові

Винахід відвала був величезною подією в історії плуга. В такому виді плуг проіснував аж до кінця середніх століть, коли в нього були внесені нові вдосконалення (рис. 1.3).

Розповсюдження плуга із залізним лемешем зробило кардинальний переворот у землеробстві. Плужне землеробство перетворило сільське господарство, з'явилося його вищим досягненням і сприяло виникненню багатьох цивілізацій Старого Світу.

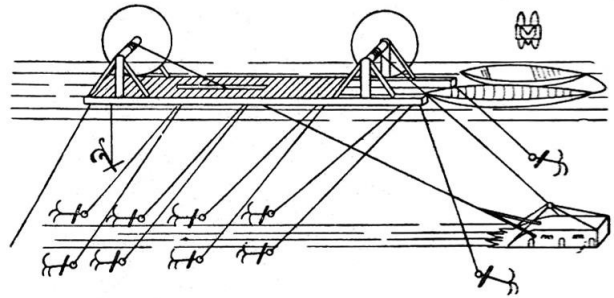


Рис. 1.4. Рисунок драглайна Леонардо да Вінчі

книзі є рисунок (рис. 1.5), вірогідно, першого в історії грейфера (або клемшеля), з наступним описом: „Имеются всевозможные виды машин, вроде тех, которые мы видим в Венеции и посредством которых ил и песок вычерпываются с морского дна. Эти машины могут черпать с глубины в 1,8 м. Наши же машины могут работать при любой глубине рек и морей”.

Ця груба конструкція машини складалась з двох напівківшів або черпалок, які з'єднані між собою і встановлені так, що вони можуть розкриватись і закриватись за допомогою прикріплених до них тросів, керованими ручними лебідками. Ківш „грейфера”

землечерпалки були в 14 разів продуктивніші, ніж землечерпалки з приводом живою силою людей або кінною тягою.

У 1836 р. механіком Отісом (США) була винайдена одна з найважливіших будівельних машин - паровий екскаватор (рис. 1.9, 1.10). Він мав ківш місткістю $1,14 \text{ м}^3$, вертикальну парову машину потужністю 15 к.с., водотрубний котел з тиском близько 5 ат і керувався трьома робочими при восьми робочих, зайнятих підготовкою шляху і пересуванням машини в процесі розробки ґрунту (привода ходу в екскаватора не було). Як і сучасні екскаватори, він мав три основні робочі механізми: для піднімання-опускання ковша, для повороту стріли і для висунення і втягування рукоятки. Механізми включалися кулачковими муфтами, що виключало можливість поєднання їх роботи. Продуктивність екскаватора складала від 30 до $80 \text{ м}^3/\text{год.}$, що в 1,5...2 рази менше продуктивності сучасного екскаватора з ковшем такої ж місткості, а за масою він був важчим. Отіс розробив і технологію роботи екскаватора, застосувавши метод, прийнятий сьогодні для розрахунку числа транспортних засобів.

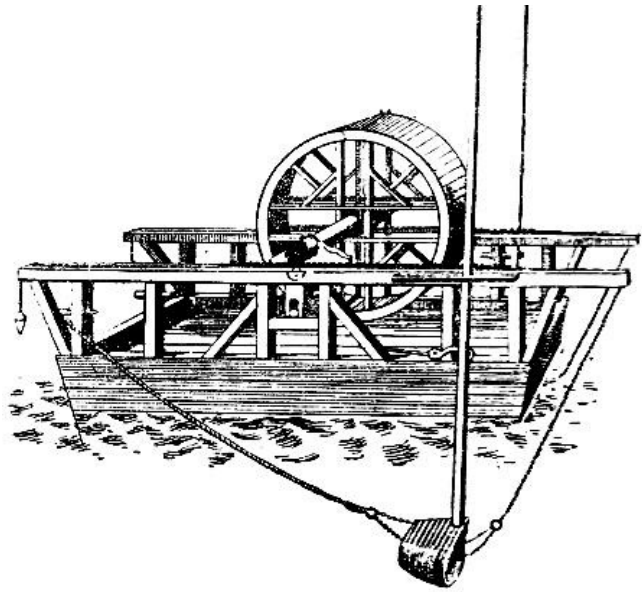


Рис. 1.6. Одна з перших одноківшевих землечерпалок з ручним приводом (Франція, 1745 р.)

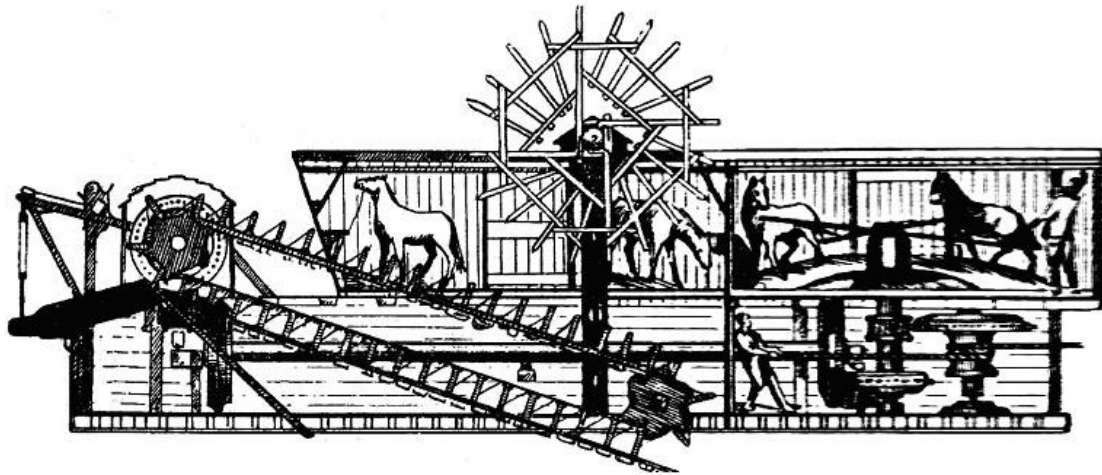


Рис. 1.7. Землечерпалка з кінним приводом (початок XVIII століття)

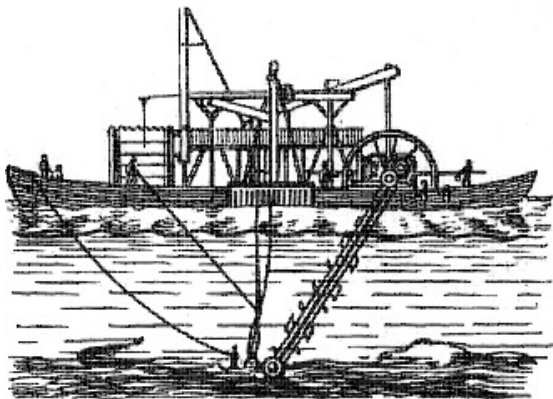


Рис. 1.8. Перша в світі парова землечерпалка Іжорського заводу

Перші екскаватори Отіса не отримали широкого застосування, а їх автор помер, не знаючи, який успіх чекає його винахід. У 1842 р. російський інженер П.П.Мельников довів, що такий екскаватор може замінити до 150 землекопів і спромігся покупки в США чотирьох машин. Вони успішно працювали на будівництві залізниці Петербург - Москва.

Було встановлено, що, не дивлячись на дешевизну робочих рук, машини вигідні при зосереджених об'ємах робіт, міцному ґрунті і значній глибині виїмки (більше 4 м). Проте необхідність чіткої організації екскаваторних

робіт, не потрібної при ручних підрядних роботах, призвела до того, що екскаватори були в 1848 р. продані гірничим підприємцям Демідовим на Урал, які декілька років працювали на видобуванні руди.

Для пальових робіт вже на початку XIX ст. застосовувалися копри з підйомом чавунних баб масою до 400 кг канатами вручну, кінною тягою, лебідками або водяним колесом.

На будівництві дороги Петербург - Москва були застосовані пальні підвісні молоти, що працювали за допомогою парових лебідок. Перший паровий молот вітчизняної конструкції був побудований в 1869 р. У другій половині XIX ст. на земляних роботах використовувалися кінні совкоподібні скрепери-волокуші місткістю 0,1...0,3 м³, а при відстанях перевезення понад 100 м - колісні скрепери місткістю 0,2...0,3 м³. Перший колісний скрепер з кінною тягою з'явився в XVIII ст. (рис. 1.11).

Ще у 50-і роки XIX ст. в Росії застосовувалося вирівнювання доріг колодами, які волочилися кінною тягою. В 70-х роках в США з'явилися перші грейдери, що являли собою ніж-відвал, підвішений до воза, який зрізує ґрунт і зсовує його вбік завдяки тому, що ніж був повернений в плані (рис. 1.12). Незабаром віз був замінений металевою рамою на залізних колесах, з'явився механізм підйому і опускання ножа, а потім застосували і механізм нахилу коліс, щоб уникнути зсовування грейдера вбік під тиском ґрунту на ніж-відвал.

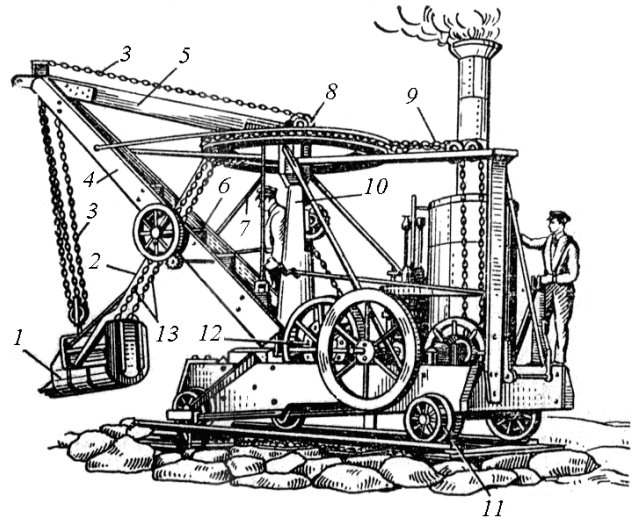


Рис. 1.9. Екскаватор Вільяма Отіса:

1 - ківш; 2 - рукоять; 3 - підйомний ланцюг; 4 - стріла; 5 - тяги підвіски стріли; 6 - напірний барабан; 7 - приводний вал напірного барабана; 8 - зірочка привода вала; 9 - ланцюги повороту стріли; 10 - обертаюча колона, несуча стрілу; 11 - ходові колеса; 12 - підйомний барабан; 13 - ланцюги напірного барабана висунення і втягування рукояті

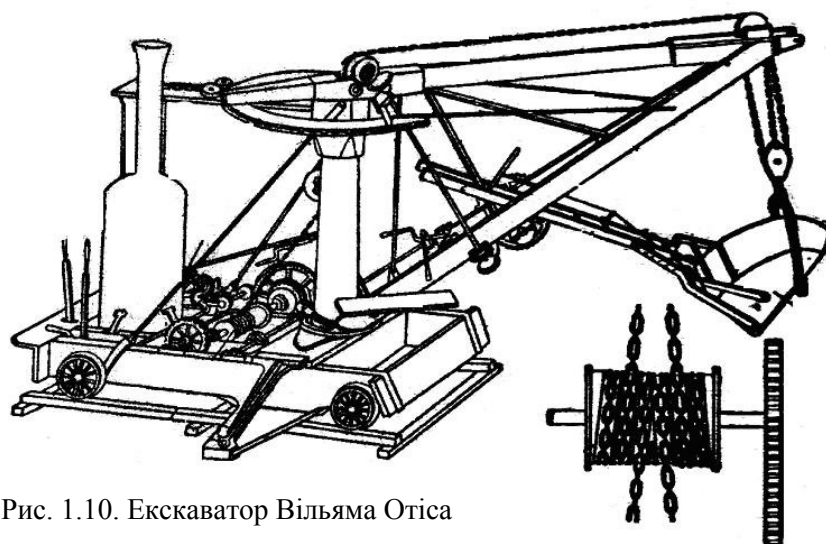


Рис. 1.10. Екскаватор Вільяма Отіса

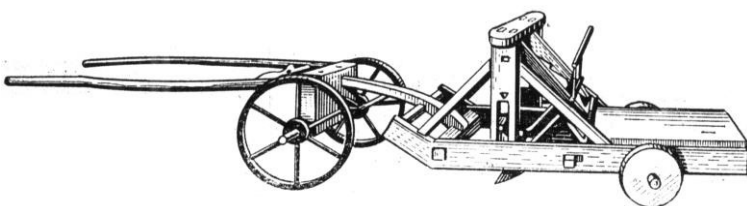


Рис. 1.11. Перший колісний скрепер на кінній тязі з поворотним ковшем, який керується вручну

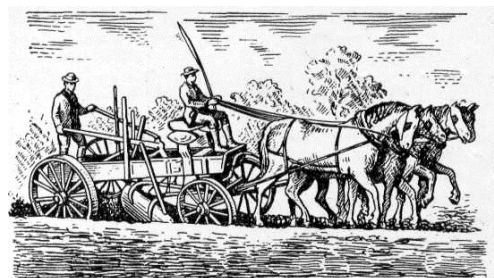


Рис. 1.12. Перший кінний греjder

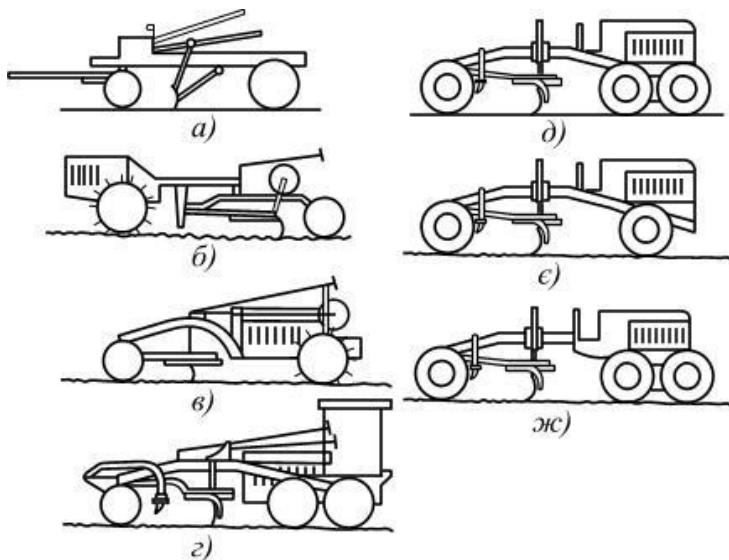


Рис. 1.13. Розвиток конструктивних схем автогрейдера

Перший сталевий грейдер, побудований в 1879 р. (рис. 1.13, а) за своєю конструкцією був прототипом грейдерів, що працюють від тракторної тяги. Довжина відвала була збільшена до 4,2 м, а маса до 10 т. З 1909 р. грейдери почали поступатися місцем самохідним машинам - автогрейдерам (рис. 1.13).

Перший автогрейдер був побудований в 1909 р. на базі сільсько-господарського трактора і кінного грейдера (рис. 1.13, б). У 1920 р. привод стали вміщувати позаду, щоб покращити видимість (рис. 1.13, в). Щоб підвищити зчеплення і силу тяги, в 1928 р.

застосували двовісний візок із приводними осями, а колеса з металевими ободами замінили масивними гумовими шинами (рис. 1.13, г), а потім пневматичними шинами (рис. 1.13, д).

У 1937 р. був створений легкий двовісний автогрейдер на пневматичних шинах із приводом на обидві осі (рис. 1.13, е), а в 1942 р. - важкий тривісний грейдер з усіма ведучими колесами, що одержало, однак, поширення тільки наприкінці п'ятидесятих років (рис. 1.13, ж). Деякі з перерахованих схем мають ще значне поширення (наприклад, схема на рис. 1.13 є застосовується для ремонтних легких автогрейдерів). Використовуються автогрейдери на базі колісних тракторів, аналогічні схемі, приведеній на рис. 1.13, в, але з колесами на пневматичних шинах.

Перші кам'яні котки з ручною тягою, які застосовувалися на дорожніх роботах ще за 2...3 тис. років до нашої ери, в другій половині XIX ст. змінилися кам'яними, потім металевими котками з кінною тягою (рис. 1.14). В кінці XIX ст. почалося виробництво на Коломенському заводі парових котків (рис. 1.15) масою 10 т при потужності 15...25 к.с., в 70-

16), які використовувалися на од. Пізніше був створений

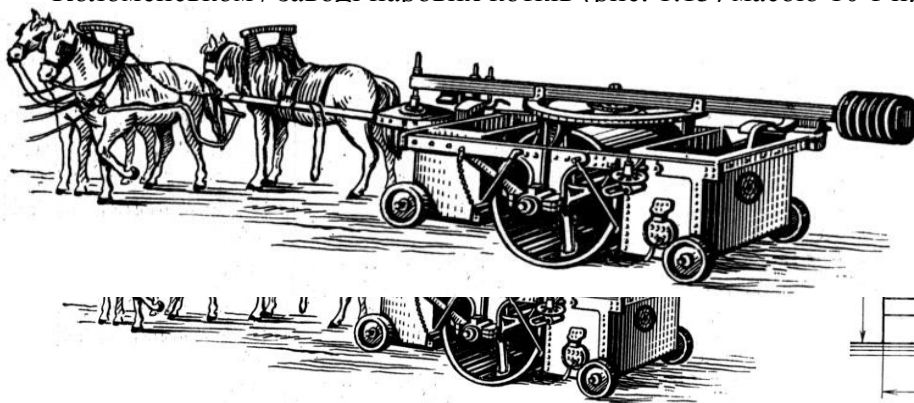


Рис. 1.14. Перший тип дорожнього котка з баластними ящиками

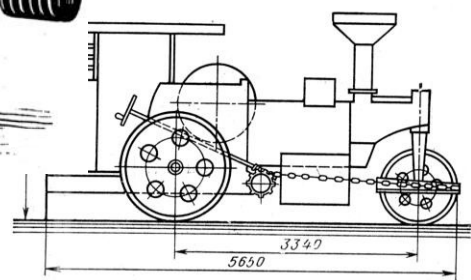


Рис. 1.15. Перший паровий коток Коломенського заводу

На дорожніх роботах з другої половини XIX ст. для подрібнення щебеню почали застосовувати шоківі дробарки. Одна з перших дробарок зі складним рухом щоків, яка забезпечувала більш рівномірне подрібнення, з'явилася в Росії на початку XX ст. (рис. 1.18). Перші змішувальні машини (рис. 1.19) в 60-і роки мали дерев'яний барабан і приводилися в дію робітниками. Такі машини знижували вартість приготування бетону в порівнянні з ручним в 1,5...2 рази. Застосування кінного привода і перехід на залізні барабани знизили вартість цих робіт ще в 1,5 рази, а застосування парового привода - ще в 3 рази. В 1856 р. російський полковник І.К.Константинов запропонував надавати осі барабана

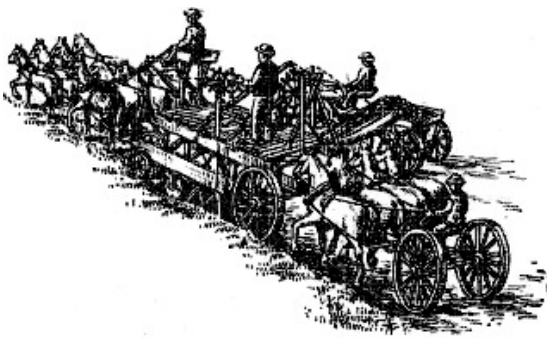


Рис. 1.16. Перший грейдер-елеватор

бетонозмішувача невеликий нахил для покращення перемішування, що потім отримало широке розповсюдження. Ущільнення бетону проводили дерев'яними і металевими ручними трамбівками, в кінці XIX ст. почали застосовувати пневматичні трамбівки з подачею стислого повітря від компресорів шлангами.

Таким чином, у більшості машин був використаний принцип подібності ручним робочим процесам; частіше всього ці машини були причіпними. Перші машини, як правило, були цілком або частково дерев'яними, і лише в кінці XIX ст. із застосуванням парового привода залізо витіснило дерево зі всіх несучих конструкцій. Машини часто пересувалися на дерев'яних котках або колесах, не мали ходового механізму і поєднання робочих рухів. Потужність машин до половини XIX ст. не перевищувала 14...15 к.с., до кінця сторіччя досягла 800 к.с.

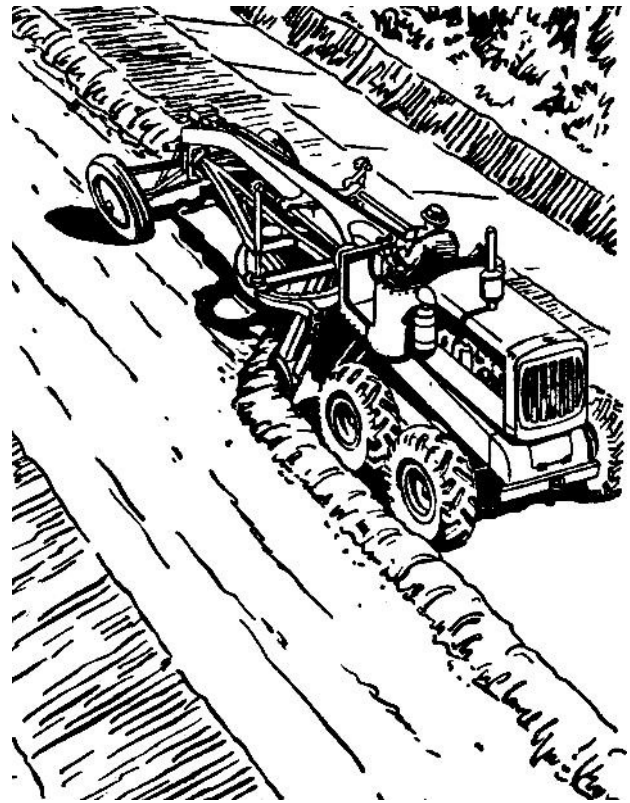


Рис. 1.17. Перший автогрейдер з двигуном внутрішнього згоряння

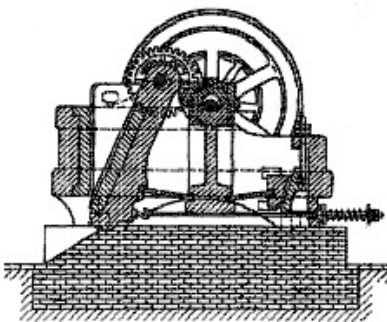


Рис. 1.18. Одна із перших каменедробарок із приводом від парової машини, випущена в Росії

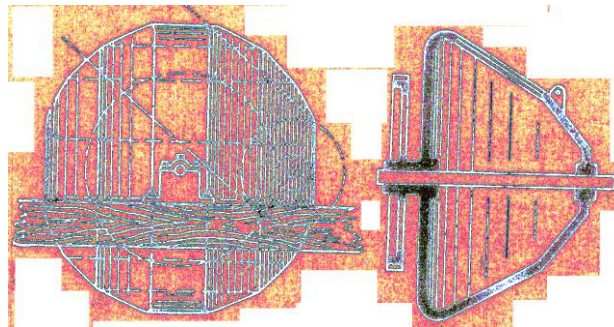


Рис. 1.19. Бетонозмішувач Мессента

Перші прості будівельні машини створювалися для найважчих і трудомістких робіт, де необхідно було реалізувати дуже великі робочі зусилля, недоступні при виконанні вручну.

Ідеї складних машин - землечерпалок, екскаваторів, що включають елементи підйомних пристроїв, з'явилися в середні віки. Чим складніша машина, тим більший термін відділяв її здійснення від появи її ідеї і опису пристрою. Так, від створення ескіза грейфера Леонардо да Вінчі (1500 р.) до дотепної коняч-рукції урівноваженого грейферного механізму землечерпалки (рис. 1.20) пройшло 225 років, від прототипу плавучого екскаватора Джованні Фонтана (рис. 1.21) до одноківшевої

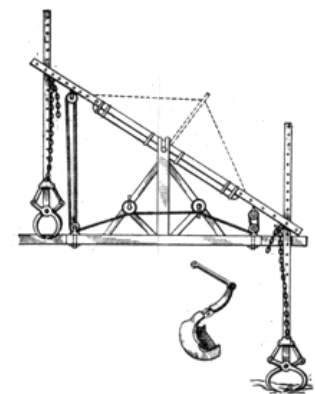


Рис. 1.20. Врівноважений грейферний механізм землечерпалки (1724 р.)

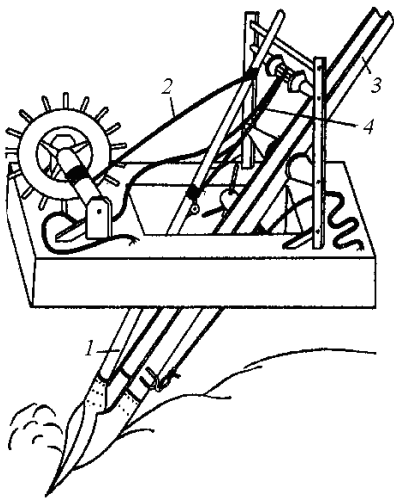


Рис. 1.21. Прототип плавучого
однобарабанного екскаватора
Д.Фонтана (1420р.):
1 - тяга; 2 - канат втягування
робочого органа; 3 - рукоять; 4
- канат напорю

землечер-палки Белідора - близько 300 років. Від винаходу Леонардо да Вінчі ланцюгової землечерпалки до першої такої машини з кінним приводом пройшло більше ніж 200 років, а до ланцюгової парової землечерпалки (див. рис. 1.20) - більше 300 років.

Таким чином, до XIX ст. тривала перша епоха створення будівельних машин з ручним, кінним, водяним і вітровими двигунами. Винахід парової машини викликав появу ряду найважливіших будівельних машин - екскаваторів, землечерпалок, палейного обладнання, дробарок і змішувачів, кінематика яких вже в XIX ст. в основному передбачала подальший їх розвиток. Ця друга епоха створення будівельних машин, що продовжувалася вже менше сторіччя (з перших десятиріч XIX ст.), співпала з бурхливим розвитком спо-рудження залізниць, яке створило сприятливі умови для застосування парових будівельних екскаваторів потужністю до 1000 к.с., масою до 500 т на рейковому ході.

У міру збільшення потужності і маси машин тиск їх на ґрунт при колісному ході зростав. Воно вимагало застосування настилу і спеціальних доріг, а також часу на пересування; використання важких машин на м'яких

ґрунтах ставало неможливим. Застосування рейкового ходу частково усувало ці недоліки, проте вимагало розбірних доріг, а отже, значної кількості робочої сили і часу на пересування машин.

Освоєння гусеничних тракторів зумовило застосування в 1910...1912 р.р. гусениць для будівельних машин. Гусеничний хід, не дивлячись на свою складність, з'явився одним з вирішальних чинників подальшого розвитку, підвищення потужності і розширення області застосування будівельних машин. Вимоги до мобільності машин, що підвищуються, викликали спроби застосування швидкохідних гусеничних систем. Проте такі гусениці складніші і дорогі, а тому не знайшли застосування в будівельних машинах, у більшості яких переміщення є допоміжним рухом. З 1915 р. з'явилися спроби встановити будівельні машини на масивні, а потім на пневматичні шини, які забезпечували більш високі швидкості, ніж гусениці, і в той же час простіше і дешевше. Мала прохідність такого ходового обладнання обмежувала його застосування машинами масою до 10...15 т. Апрочні шини, що з'явилися в 1920 р. з навантаженням на колесо до 15 т і тиском на ґрунт 1,5...2,0 кгс/см² дозволили з'єднати в них переваги гусеничного і колісного ходів для більшості будівельних машин масою до 30 т.

Для машин, які повинні пересуватися по ґрунтах, які не допускають застосування шин і навіть спеціальних гусениць, створюється крокуюче ходове обладнання. Воно дозволяє зменшити тиск на ґрунт у порівнянні з тиском при гусеничному ході в 3...4 рази і різко підвищує маневреність машини, забезпечуючи можливість зміни напрямку руху в будь-який момент і під будь-яким кутом простим поворотом платформи, на якій це обладнання змонтовано.

На складних машинах - екскаваторах, землечерпалках застосування індивідуальних нерегульованих парових машин для окремих механізмів забезпечило не тільки поєднання робочих рухів, але і обмеження потужності, яка передається на кожний механізм, підготувавши в 20-і роки XX-го століття початок переходу більш потужних машин на сучасний електричний привод з індивідуальними генераторами і робочими електродвигунами постійного струму.

У 20-і роки XX-го століття почався третій етап розвитку будівельних машин, що супроводжується особливо швидким розвитком їх потужності, продуктивності, збільшенням загальної і зменшенням питомої маси на одиницю виробітку, застосуванням досконаліших

видів привода і керування, створенням змінного робочого обладнання для різних умов і видів робіт. Покращення конструкції електричних машин і двигунів внутрішнього згоряння дозволило почати в 1918...1920 р.р. в широких масштабах заміну ними парового привода. Переваги індивідуального електричного привода з легким і гнучким керуванням безперервного регулювання зумовили його широке застосування для складних і важких машин.

Привод з двигунами внутрішнього згоряння отримав бурхливий розвиток уже в 20-і роки ХХ-го століття внаслідок його простоти, більшої готовності до роботи, меншої кількості потрібної робочої сили і більшого ККД (15...20% замість 4...5% у парового). Його застосуванню сприяло вдосконалення конструкції дизеля і фрикційних муфт, що замінили кулачкові муфти, які раніше застосовувалися. Одночасно для складних машин почав застосовуватися змішаний дизель-електричний привод від двигунів внутрішнього згоряння з генераторами постійного, рідше - змінного струму і робочими електродвигунами.

Застосування дизелів викликало новий розвиток одномоторного привода з фрикційними муфтами, а також багатомоторного і індивідуального дизель-електричного приводів для умов, при яких небажане механічне розділення енергії між механізмами і наявність кабелю для подачі енергії на машину. Використовувалася особливість отримання так званої „м'якої” саморегульованої характеристики електродвигунів постійного струму при живленні їх від індивідуальних генераторів постійного струму.

Широке застосування гідروмуфт і гідротрансформаторів, що почалося в 30-і роки отримало поширення в середині ХХ-го століття, а також електромагнітних муфт дозволило мати при одномоторному приводі з двигунами внутрішнього згоряння ряд переваг індивідуального привода в частині зниження шкідливих динамічних дій на конструкцію машин і саморегульовану характеристику привода, подібну „м'якій” характеристиці електропривода постійного струму з індивідуальними генераторами для кожного електродвигуна.

Одночасно вдосконалювалося і керування будівельними машинами. Важільне керування в парових машинах із зусиллями на основних важелях до 4...5 кгс, а на педалях гальм до 15 кгс при двигуні внутрішнього згоряння змінилося значно більш легким керуванням фрикційними муфтами. Проте механічні серводвигуни, що широко застосовувалися в 1920...1940 р.р. для вмикання муфт і гальм при потужності більше 80 к. с. вимагали зусиль, співрозмірних із зусиллями важільного керування при парових машинах. Застосування гідравлічних, пневматичних і електричних серводвигунів, що почалося в 1916...1920 р.р. знизило зусилля на важелях до 0,7...2 кгс, дозволило збільшити, практично без обмеження, потужність фрикційних муфт і сприяло впровадженню змінного одномоторного дизельного і електричного привода для більшості будівельних машин.

У половині ХХ-го століття крім вказаних напрямів розвитку конструкцій будівельних машин все більше поширення одержує колісно-ходове обладнання з пневматичними шинами звичайного і низького тиску, в тому числі безкамерними. Це призвело до збільшення частки колісних машин до 50 і навіть 60% сучасних парків машин. Такий напрям розвивається паралельно з використанням вузлів, а також базових машин спеціалізованого виробництва авто-тракторної промисловості.

Розвиток цих напрямів призводить до подальшої уніфікації і стандартизації машин, покращення їх якості, підвищення потужності, продуктивності і збільшення типорозміру. Так, за останні 25 років найбільша місткість ковша і маса екскаваторів збільшилися більш ніж у 8 разів, потужність привода в 10 разів, продуктивність в 12 разів. Вантажопідйомність кранів збільшилась в 20 разів, автомобілів у 16 разів.

Звертає на себе увагу закон спірального розвитку конструктивних рішень будівельних машин: так, перший екскаватор з одномоторним приводом і кулачковими муфтами „перетворився” спочатку на тримоторний екскаватор, а потім, в частини малих моделей, „повернувся” до початкового типу, але, вже з досконалішими муфтами (фрикційними і забезпеченими сервомоторами). Перші екскаватори малої потужності на так званому тракторному ході з широкими залізними колесами, не дивлячись на спробу покращити їх

ходові показники шляхом установки на вантажошини, були витиснені гусеничними машинами. Їх швидкість збільшилася до 12 км/год., коли вони знову поступилися місцем екскаваторам на колісному ході, але вже на супербалонах і безкамерних шинах. Сьогоднішня місткість ковша таких машин доведена до 2 м³ і, мабуть, збільшиться ще більше. Привод ходового механізму екскаваторів був здійснений спочатку зварними ланцюгами і швидко змінився більш надійною зубчастою передачею, проте знову звільняючи місце ланцюговому приводу із застосуванням досконаліших шарнірних ланцюгів спочатку на малих машинах, а зараз вже на моделях масою 150...180 т.

Перше застосування гідравліки мало місце на початку XX-го століття на навісному екскаваторному обладнанні трактора і не знайшло відразу широкого застосування через відсутність надійних гідромоторів і насосів на необхідний тиск. Поява насосів високого тиску і високомоментних гідромоторів викликало витіснення гідроекскаваторами з цілого ряду робіт традиційних канатних екскаваторів. Все це пояснюється нерівномірністю прогресу окремих галузей техніки.

Такі ж етапи переживає і технологія виробництва. Перші будівельні машини в основному виконувалися клепаними. Поступово основні рами замінювалися литими, а всі клепані конструкції - зварними. Складність ручної формовки, швидкий знос дерев'яних моделей і складність відливки складних конструкцій з тонкими стінками викликали масове застосування зварювання. Поява машинного формування, лиття у кокіль під тиском, дозволило по-кращити якість литва і здешевити його при серійному виробництві, послужило причиною часткового повернення до литва і появи зварно-литих конструкцій.

Прагнення зменшити масу машини примушує використовувати все більш якісні матеріали, маса яких часто складає до 36% всієї маси машини, а для громіздких конструкцій робочого обладнання, на переміщення яких в роботі витрачається у великих моделей величезна енергія - легкі сплави (дюраль, алюміній). Маса таких деталей в будівельних машин іноді досягає 40 т. Паралельно уточнюються методи розрахунку і знижуються запаси міцності. За останні 25 років маса деяких моделей зменшена на 25...30%, а потужність збільшена на 50...80%. Збільшення потужності йде по лінії підвищення к.к.д. (заміною підшипників ковзання підшипниками кочення, застосуванням масляних ванн, косозубих і шевронних передач) і поліпшення зовнішніх характеристик двигунів.

Зусилля конструкторської думки як і раніше направлені на підвищення продуктивності, маневреності, рухливості, довговічності машин і зменшення їх маси, полегшення і автоматизацію керування, зниження об'ємів ремонтних робіт при збільшенні міжремонтних періодів. Розширюється уніфікація і стандартизація як самих машин, так і окремих їх вузлів і деталей, а також технології їх виготовлення.

Використання обчислювальної техніки і моделювання робочих процесів відкривають широкі перспективи для вирішення складних проблем вибору оптимальних варіантів механізації, структур парків машин і автотранспорту, термінів служби машин, організації їх експлуатації і ремонту.

Досягнення фізики, хімії і металургії дозволяють поліпшити якість матеріалів, полегшити машину і підвищити її міцність, особливо при низьких температурах. Успіхи таких наук, як будівельна механіка і опір матеріалів, дозволяють поставити на більш високий рівень техніку розрахунку і проектування машин, підійти до вирішення задачі рівномірності деталей і вузлів в цілому. В області створення наукової і розрахункової бази для виробництва будівельних машин радянській науці належить незаперечний пріоритет. Нею створені обґрунтовані експериментами і перевірені на практиці теорії розрахунку таких машин, як екскаватори, дробильні машини, скрепери, обладнання для забивання паль, електроінструмент, по яких в закордонній літературі є тільки уривчасті дані та відомості чисто описового характеру.

1.2. Розвиток засобів механізації будівництва доріг

Кінець XIX ст. характеризується тенденцією спеціалізації робочого обладнання одно-

ківшевих екскаваторів для більш ефективного виконання різних видів земляних робіт. Це виявилось в появі розкривних лопат з подовженою рукояттю в зв'язку з розповсюдженням відкритих методів розробки корисних копалин, коли поверхневий шар ґрунту розробляється з відсіпанням, без додаткових транспортних операцій, на місці вже розробленого і вивезеного пласта корисної породи. Для збільшення дальності переміщення ґрунту розкриття, а також для розробки легких ґрунтів нижче рівня стоянки екскаватора, вперше в 1898 р. реалізована ідея Леонардо да Вінчі канатно-ківшевого робочого органа, що отримав назву „драглайн” (див. рис. 1.4). Для риття траншей створена зворотна лопата.

Новий етап розвитку конструкції і застосування екскаваторів наступив на рубежі XIX і XX ст. із створенням практичних електромашин і двигунів внутрішнього згоряння, а також гусеничного ходу. Розвиток пішов за двома напрямками: створення екскаваторів будівельної групи і спеціалізованих машин для крупних комплексів видобутку. Умови будівельного виробництва відрізняються широким діапазоном об'ємів земляних робіт, видів споруд, що зводяться, і технології, яка застосовується, властивостей ґрунтів, що розробляються. Вони можуть вимагати часті зміни місцезнаходження об'єктів. У цих умовах важлива автономність джерела енергії (первинного двигуна), мобільність і прохідність (здатність достатньо швидко пересуватися по різного роду поверхнях, не вимагаючи великих витрат на підготовку колії), універсальність робочого обладнання. Основним видом первинного двигуна будівельних екскаваторів став двигун внутрішнього згоряння - дизель. Пізніше деяке розповсюдження отримав дизель-електричний привод, що дозволив замінити розгалужену трансмісію одномоторного екскаватора індивідуальними електричними приводами підйому, натиску, повороту, механізму пересування (рис. 1.22, 1.23, 1.24).

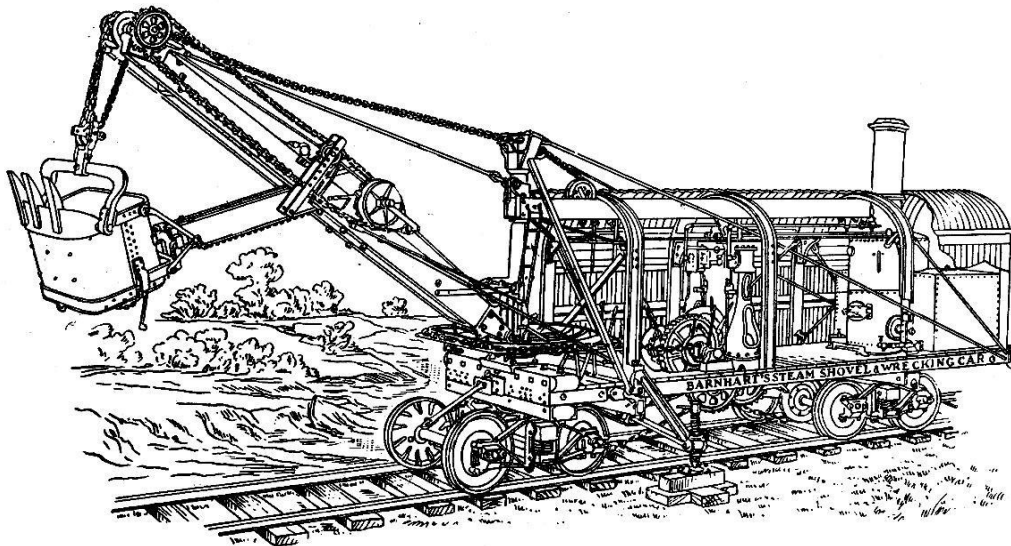
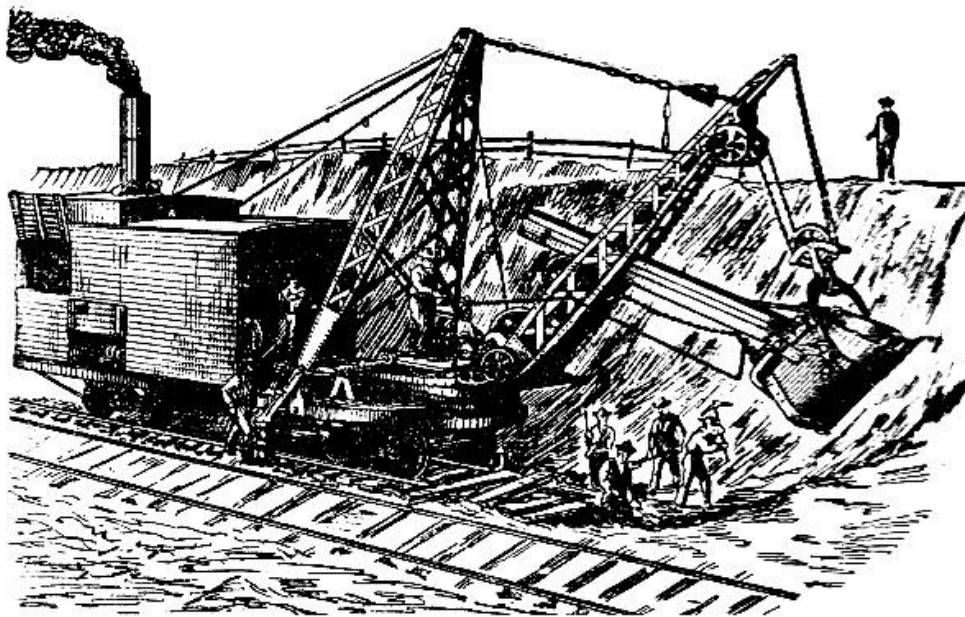


Рис. 1.22. Лопата „Бернгардт” з поворотним кругом на платформі



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Рис. 1.23. Лопата „Осгуд”

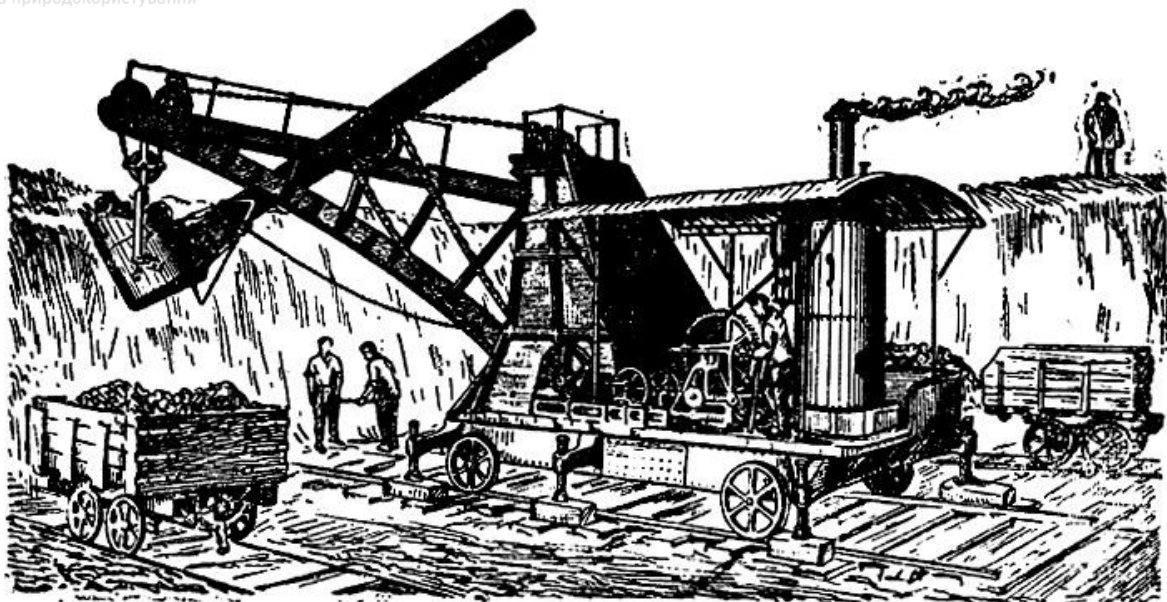


Рис. 1.24. Лопата „Рустон”

Рейкове ходове обладнання в групі будівельних екскаваторів повністю поступилося місцем гусеничному і пневмоколісному. Останнє в даний час стає основним для всіх більш важких екскаваторів цієї групи. Універсальність досягається за рахунок оснащення екскаватора прямої лопати необхідними деталями змінного робочого обладнання, кількість видів яких в даний час можна назвати більше двадцяти, не рахуючи змінних ковшів прямої, зворотної лопати, драглайна, застосування яких в певних умовах підвищує ефективність цих видів робочого обладнання.

У групі одноківшевих екскаваторів чітко виділилися два різновиди: відривні і кар’єрні. Ці машини проектуються стосовно певних умов тривалого використання в одному місці для виконання великих об’ємів робіт роками і десятками років. Звідси, для екскаваторів цієї групи характерне швидке збільшення місткості ковшів, що досягла вже до шестидесятих років 50 м^3 і зростає далі, потужності силової установки і ваги. Цим вимогам задовольняв тільки електричний привод з живленням від високовольтних мереж з мотор-генераторним агрегатом, з багатомоторним приводом постійного струму і навіть з індивідуальними генераторами. Для передачі тиску від важких машин на ґрунт були потрібні багатогусеничні

ходові пристрої. На розкривних драглайнах почали застосовуватися крокуючі ходові пристрої. Крокуючі механізми у важких екскаваторах почали застосовуватися з 30-х років. В СРСР механічний крокуючий хід був встановлений на драглайні 4/40, який випускався на Краматорському машинобудівному заводі з 1948 р., а в кінці сорокових років Уральський завод важкого машинобудування освоїв виробництво драглайна ЕШ 14/65 з ковшем місткістю 14 м^3 і довжиною стріли 65 м, вперше в світовій практиці застосувавши гідравлічний механізм крокування і стрілу вантової конструкції. Дещо пізніше Уралмаш випустив крокуючий драглайн ЕШ-25/100, готуються до випуску ЕШ-50/125 і кар'єрні лопати з ковшем місткістю 50 м^3 .

Удосконалення гідравлічних приводів і їх використання в машинах для земляних робіт почалося в 30-х і 40-х роках як допоміжних пристроїв для керування механічними силовими приводами, а в екскаваторах - для вмикання фрикційних муфт і гальм лебідок. Після другої світової війни починається більш широке впровадження гідроприводів в землерийно-транспортних машинах. Спочатку вважалося, що гідропривод придатний тільки для легких машин, де при тиску в системі 2...4 МПа можна створити достатньо компактні і надійні в експлуатації системи. Залежність в'язкості була в розпорядженні рідин, придатних для використання в гідросистемах, залежність від температури також ускладнювала експлуатацію гідрофікованих машин в різних природних зонах. Творчість конструкторів, технологів, матеріалознавців, направлена на рішення ряду технічних проблем, протягом 40...50 років дозволило подолати ці перешкоди до використання переваг гідравлічних систем при вирішенні задач передачі і перетворення енергії, регулювання процесів.

До основних задач цього рівня відносяться: створення умов для підвищення тиску в гідросистемах екскаваторів спочатку до 20, а потім до 40...50 МПа; забезпечення надійних і довговічних ущільнень у всіх рухомих і нерухомих з'єднаннях; розробка складів робочої рідини для різних умов експлуатації машин, способів її очищення і підтримки оптимальної в'язкості; розробка раціональних схем комутації елементів гідросистем, їх захист від перевантажень. В результаті до 1970-х років в групі будівельних екскаваторів гідропривод майже витіснив канатні системи привода робочого обладнання (за винятком обладнання драглайна) і поступово знаходить застосування в кар'єрних екскаваторах-лопатах. Перший гідравлічний екскаватор в СРСР випущений в 1957 р., як напівне обладнання на тракторі „Беларусь” Київським заводом „Красный экскаватор”. Конструкція пройшла ряд модифікацій, стала наймасовішою машиною цього класу з ковшем місткістю $0,25 \text{ м}^3$. У 1967 році Ленінградський екскаваторний завод випустив перший гідравлічний екскаватор на гусеничному ходу. В 1960-і роки виробництво гідравлічних екскаваторів почалося у всіх країнах з розвинутою машинобудівною промисловістю. Значно розширилася номенклатура машин, що випускаються, від так званих міні-екскаваторів, потужністю порядку 3 кВт, до великих кар'єрних машин з двигунами більше 1500 кВт, місткістю 50 м^3 . Всього в світі близько 50 фірм займаються випуском цієї продукції. Найбільшими з них є: Лібхерр, Катерпіллер, Кейс, Атлас в США, Поклейн у Франції, Бенаті в Італії, Іенк і Гамброк, Оренштейн-Коппель в Німеччині, Комацу, Хитачі в Японії, Ковровський, Воронежський заводи в Росії, Київський завод в Україні та ін. В 60-х роках в США і в Україні (Бердянський завод Дормаш) в будівельних екскаваторах-планувальниках застосована нова конструкція стріли - телескопічна з поворотом щодо поздовжньої осі, що забезпечило найточніше планування майданчиків і укосів, значно скоротило транспортні габарити цих машин. З того часу телескопічна конструкція стріли отримала широке розповсюдження також у вантажопідійомних машинах - пневмоколісних і гусеничних кранах.

Широке застосування гідравлічних приводів в будівельно-дорожній і інших галузях машинобудування призвело до ідеї стандартизації і уніфікації його агрегатів і деталей і спеціалізації підприємств, що займаються їх виробництвом. У середині 50-х років такі заводи створені в Москві, в Ленінграді, в Харкові (гідроциліндри, гідророзподільники), в Одесі (гідронасоси, гідродвигуни) та ін. З'явилася можливість компоувати конструктивні схеми машин різного призначення із стандартизованих уніфікованих агрегатів більш високої якості з меншими матеріальними витратами.

Ідея багатоківшевого екскаватора безперервної дії реалізована в сухопутних машинах також на базі паросилової установки і рейкового колісного ходу. Перший патент отриманий Пуаро де Волькуром в 1827 році. Досконаліша конструкція запропонована і реалізована французом Кувро в 1859 р. Це була машина з вільнопровисаючим ланцюговим робочим органом поперечного копання з нижнім черпанням потужністю 24 к.с. Розвиток цієї схеми в основному йшов шляхом збільшення потужності і в 1881...1899 р.р. на будівництві Панамського каналу працювало 64 такі машини потужністю по 70 к.с. В Німеччині фірма Любек в 1881 р. побудувала багатоківшевий екскаватор верхнього черпання. Незабаром з'явилася конструкція жорсткоспрямованого ківшевого ланцюга, шарнірносполученої ківшевої рами з плануючою ланкою, а потім з верхнім і нижнім черпанням (1885...1890 р.р.). В Німеччині застосування таких екскаваторів високої продуктивності практикується до теперішнього часу в зв'язку з великими об'ємами земляних робіт по видобутку бурого вугілля відкритим способом, залягаючого на глибині до 50 м під шаром легкого супісчаного ґрунту. За 60 років нашого століття місткість одного ковша подібних екскаваторів зросла з 200 до 3000 л, загальна маса - з 85 до 3600 т.

На початку XX століття багатоківшеві робочі органи почали застосовуватися для риття траншей, потреба в яких зросла і у зв'язку з прокладкою підземних комунікацій, розвитком іригаційних і меліоративних заходів, а також військової техніки. З'явилися спеціальні траншейні екскаватори - спочатку ланцюгові, потім роторні. Проте із збільшенням глибини копання маса роторного органа зростає пропорційно квадрату його діаметра. Тому, для глибини траншеї більше 4 м за показниками металоємності вони поступаються ланцюговим траншейним машинам. Тим не менше, ідея жорсткого робочого органа, що обертається, послужила створенню могутніх кар'єрних і розкривних екскаваторів з ротором, встановленим на кінці стріли, з поворотною платформою і подачею в забій, за рахунок зміни кута нахилу стріли і повороту платформи. Виробництво таких машин в 60...70-і роки почалося в Німеччині на заводах Оренштейн і Коппель, Круп, в Україні на Новокраматорському, пізніше на Маріупольському машинобудівному заводах. Їх продуктивність досягла більше 5000 м³/год., що забезпечило високу ефективність на розробці вугільних пластів відкритим способом.

На будівництві автомобільних доріг знаходять застосування переважно гідравлічні екскаватори будівельного класу місткістю ковшів 0,25...3,5 м³. Вони використовуються на зосе-реджених роботах, в притрасових ґрунтових, гравієвих і кам'яних кар'єрах. При зведенні земляного полотна автомобільних доріг широке застосування отримали землерийно-транспортні машини (ЗТМ). В останній чверті XIX століття, в умовах промислового і сільськогосподарського виробництва, що швидко розвивається, різко зросли вимоги до стану сухопутних шляхів сполучення. В першу чергу задача розв'язувалася за рахунок прокладки ґрунтових доріг, які вимагали постійної уваги їх стану, усунення дефектів, пошкоджень, заподіюваних рухом і природними чинниками. В державах, що мали в своєму розпорядженні великі неосвоєні території, для швидкого їх освоєння, єдиним виходом було створення про-стих знарядь і використання тяглових тварин. У зв'язку з цим, в першу чергу в Північній Америці в минулому столітті розвернулася діяльність винахідництва по створенню примі-тивних засобів механізації земляних робіт, удосконалення яких надалі призвело до створення достатньо досконалих і ефективних машин, об'єднаних в групу землерийно-транспортних (ЗТМ). Перший грейдер створений на базі кінного воза з підвішеним між осями відвалом завдовжки близько 2 м, яким можна було вирівнювати поверхню ґрунтової дороги і створювати необхідний поперечний профіль. Металеві причіпні грейдери почали застосовуватися з 1887 року і, з удосконаленням тракторної тяги, почалося покращення конструкції механізмів керування відвалом. У 1903 році запропонований механізм нахилу коліс, потім механізм керування дишлом, винесення відвала вбік, зміщення опори на задню вісь. Проте всі ті пристрої на причіпних грейдерах, керовані вручну, коштували чималої витрати фізичної енергії грейдеристу. Зміна ж кута різання і винесення відвала в сторону вимагали виконання ряду монтажних робіт на нерухомій машині. Тільки в кінці 30-х років деякі заводи в СРСР і за кордоном почали

випускати причіпні грейдери на пневматичних шинах і забезпечувати машину з механічними і гідравлічними приводами керування від двигуна трактора або спеціально встановленого на майданчику грейдера. Всі ці заходи, а також збільшення довжини відвала до 4 м на важких грейдерах, істотно підвищили продуктивність праці на планувальних і ремонтних роботах і зробили грейдери найпоширенішими машинами для будівництва і утримання доріг.

Знаменною подією в історії грейдера та інших ЗТМ було виникнення тенденції до створення самохідних машин. Це ставало можливим завдяки конструкції і технології виробництва пневмоколісних рушіїв, створенню шин низького тиску, які володіють високою прохідністю по ґрунтових поверхнях.

Перші спроби створення самохідного грейдера (автогрейдера) - це використання тракторного рушія в якості задньої опори рами грейдера з передньою опорою на колісний передок. Відома така конструкція, виготовлена в Англії на базі трактора Фордзон з гладким прогумованим ободом провідних коліс, потужністю 20 к.с., з ручним керуванням, що не отримала широкого розповсюдження.

Гусеничний рушій не виправдав себе при роботі на поверхнях із значними поперечними ухилами. Крім того, використання гусениць з високими тягово-зчіпними властивостями несумісний з рухом по дорогах з твердими покриттями. Вихід був знайдений в застосуванні шин низького тиску з рельєфним малюнком протектора і колісних схем, що забезпечують краще використання зчіпної маси машини для отримання необхідних тягових зусиль.

В СРСР, на Миколаївському заводі Дормаш зроблена в 1938 році спроба створення автогрейдера з колісно-гусеничним ходовим пристроєм, проте у воєнні роки виробництво автогрейдерів припинилося і провідне місце в цій області дорожньої техніки зайняли США. Фірма Катерпіллер застосувала як провідний міст чотириколісний візок з балансованою підвіскою коліс, вперше запропонованою фірмою Скаммель для важких вантажних автомобілів. Для жорсткої безресорної підвіски коліс автогрейдерів ця конструкція виявилася найраціональнішою і широко застосовується в сучасних автогрейдерах провідних фірм: Катерпіллер, Остін, Еліс Чалмерс (США), Евелінг Барфорд (Англія), Комацу (Японія), Брянський, Орловський, Челябінський заводи. Отримали розповсюдження механічний і об'ємний гідравлічний приводи на передню вісь, з'явилися конструкції автогрейдерів зі всіма керованими колесами (переважно за схемою 2х2х2). Зовсім недавно стало застосовуватися шарнірне зчленовування основної рами, що дозволяє здійснювати рух передніх і задніх коліс із зсувом колії.

Автогрейдери - перші ЗТМ, для яких створені і практично застосовуються системи автоматичного керування відвалом для підтримки заданого значення кута поперечного ухилу земляного полотна (за принципом, вперше розробленим і здійсненим в ХАДІ в 1960 р.), а також для автоматичного керування при забезпеченні заданого поздовжнього профілю.

Деякі фірми пропонують до двадцяти видів змінного робочого обладнання. Сучасний автогрейдер є складною машиною, в якій використані і впроваджуються високі досягнення багатьох галузей машинобудування, електроніки, комп'ютерної техніки.

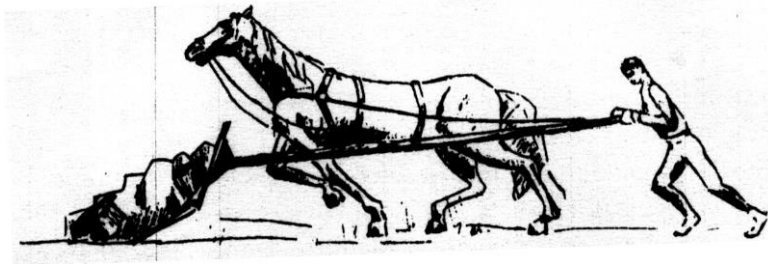


Рис. 1.25. Бульдозер на кінній тязі

Перший бульдозер за своєю ідеєю створений також на кінній тязі: відвал у вигляді дерев'яного щита, розташований попереду коня, упряжне спорядження через дишло передає на нього тягову силу (рис. 1.25). Досить вузькі можливості використання - засипка ям раніше викопаним ґрунтом - не

сприяли широкому розповсюдженню такого пристрою, проте, з появою гусеничних тракторів і підвищенням їх потужності, бульдозер стає більш універсальною машиною, а його простота, відносно невисока вартість зробили його незамінним помічником в багатьох

галузях господарства, де ведуться земляні роботи самих різних об'ємів і видів, переміщення сипких матеріалів і різних предметів, розчищення місцевості від лісу, завалів і т.д.

Розвиток конструкції бульдозерів йшов, головним чином, шляхом збільшення встановленої потужності, яка досягла в даний час більше 1000 кВт. Удосконалення геометрії робочого обладнання (відвала) призвело від площини до циліндричної поверхні. В 1930-х роках з'явилися різновиди поворотних відвалів із зміною кута захоплення і перекосу. Деякі фірми пропонують змінне робоче обладнання: V-подібний відвал, корчувач, розпушувач і ін. Проте, серед багатьох тисяч бульдозерів, що випускаються світовою промисловістю, основна кількість - бульдозери з неповоротним відвалом. Тенденція переходу на пневматичні колеса торкнулися і бульдозерів, проте поки немає підстав вважати, що вона призведе до припинення випуску гусеничних машин. Навпаки, зараз в класі тракторів промислового призначення гусеничний рушій займає провідне місце, а перекидання важких гусеничних бульдозерів по автомобільних дорогах легко забезпечується спеціальними транспортними засобами.

Розповсюдження бульдозерів у всіх галузях людської господарської діяльності характеризує той факт, що в кінці XX століття вони проникли навіть на дно океану. Оснащені системами дистанційного керування, вони використовуються для виконання земляних робіт під водою. І за кількістю бульдозерів, що випускаються, країни СНД займають перше місце в світі, але за потужністю базових тракторів ведучими є США і Японія.

На кінній тязі виникло і скреперне робоче обладнання ЗТМ (рис. 1.26). Перші скрепери у вигляді металевого совка з рукоятками, в упряжжі з однією або двома кіннями, що керувалися на зразок плуга вручну, мали місткість 0,1...0,2 м³. Такий ківш (волокуша)

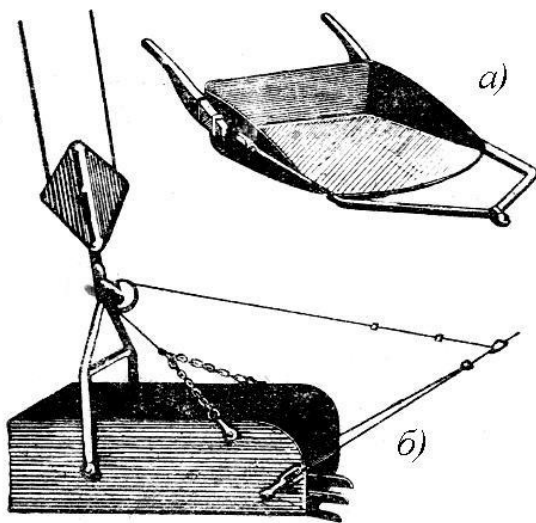


Рис. 1.26. Перші ковші скреперного типу:
а – скреперний ківш для кінного привода; б – перший драглайнів ківш типу Педж („Page”) (1904 р.)

переміщався волоком на своєму дніщі на невеликі відстані і розвантажувався перекиданням вперед вручну за допомогою тяги коней. Скрепер-волокуша міг заповнюватися піщаним або заздалегідь розпушеним ґрунтом. Незабаром з'явилася роторна волокуша, ківш якої міг повертатися щодо осі кріплення упряжного пристрою. Таким чином, на ходу здійснювалося розвантаження, після чого в потрібний момент, ківш встановлюється в положення копання обертанням в ту ж сторону. Погонич, що йшов збоку керував фіксатором ковша, а необхідне зусилля створювалося тягою коней. Майже одночасно зконструйований кінний скрепер на колесах, що понизило опір транспортуванню і сприяло підвищенню продуктивності за рахунок збільшення об'єму ковша і швидкості виконання транспортних операцій.

Подальший розвиток конструкція скреперів отримала в минулому столітті на базі тракторної тяги. В 1920-х роках американська фірма Беккер почала серійне виробництво колісних двоосьових скреперів на жорстких колесах з ковшем місткістю близько 1 м³; дещо пізніше фірма Юклід - одноосьових скреперів з ковшем 1,1 м³. Ці скрепери мали підйомний пристрій у вигляді коміра, на барабані якого закріплювалися ланцюги підвіски ковша. Барабан приводився в дію від колеса скрепера через кулачкову муфту і фіксувався храповим колесом. Розвантаження ґрунту здійснювалося назад при підйомі ковша в крайнє верхнє положення, опускання - під дією власної ваги. В цих скреперів вже були передбачені майданчики, на яких міг стояти робітник, що керує скрепером. При роботі з гусеничним трактором потужністю близько 40 кВт можна було влаштовувати скреперний потяг з чотирьох скреперів, заповнюючи їх

грунтом по черзі. З цим справлявся один скреперист. Виробництво таких скреперів здійснювалося в довоєнні роки також вітчизняними заводами. Таким чином, вже в 30-і роки продуктивність праці на земляних роботах в дорожньому будівництві суттєво зросла. В ці роки значних успіхів в скреперобудуванні досягла фірма Летурно в США, яка випустила скрепер місткістю ковша 6 м^3 , а потім швидко збільшила цей показник (рис. 1.27).

Перший скрепер Летурно чотириколісний, на пневматичних шинах, мав тросову систему керування за допомогою двобарабанної лебідки, що встановлювалася на тракторі. Безрамна конструкція, шарнірно зчленована з передньою віссю і тяговим пристроєм розвантаження вперед пересуванням задньої стінки, передня заслінка грейферного типу є основними конструвальними рішеннями в конструкції скреперів. У пошуках шляхів, як збільшити об'єм ґрунту, що перевозиться, без підвищення необхідної тягової сили трактора, фірма запропонувала конструкцію телескопічного ковша, що не отримала широкого застосування. Розвиток пішов іншим шляхом. В 40-х, 50-х роках реалізується тенденція до підвищення транспортних швидкостей, покращення тягово-зчіпних властивостей рушіїв, використанню гідроприводів керування. Ведуча роль в цьому прогресі переходить до американських тракторних компаній Катерпіллер, Інтернаціонал, що створили ряд напівпричіпних і самохідних машин. Типовою стала конструкція самохідного скрепера на базі одновісного тягача. Йдучи по цій колії, фірма Летурно створила самохідні скрепери з

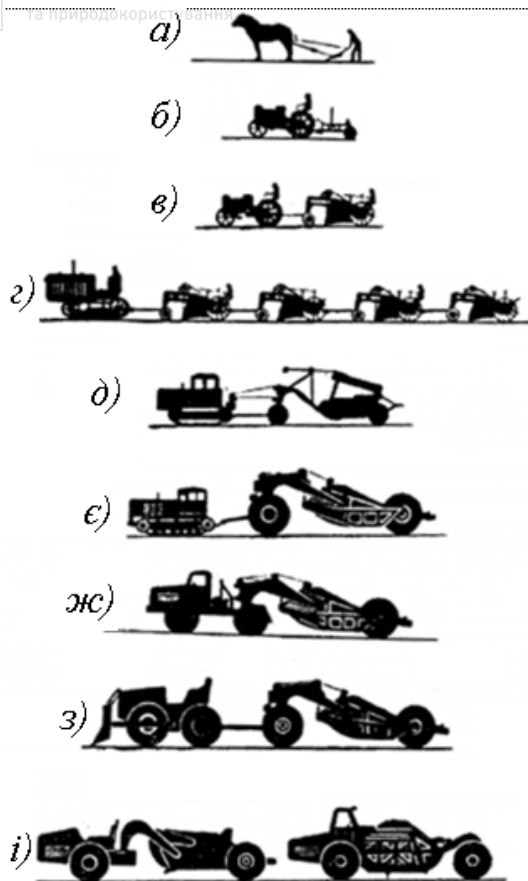


Рис. 1.27. Розвиток скреперів:

а – кінний скрепер місткістю $0,08-0,15 \text{ м}^3$; б – тракторний волокушний скрепер місткістю $0,3 - 0,75 \text{ м}^3$; в – тракторний колісний скрепер місткістю $0,5 - 1,5 \text{ м}^3$; г – потяг із скреперів місткістю $0,75 \text{ м}^3$ з трактором потужністю 65 л.с.; д – скрепер місткістю 6 м^3 з трактором потужністю 80 л.с.; е – скрепер місткістю 15 м^3 з трактором потужністю 140 л.с.; ж – скрепер місткістю 15 м^3 з тягачем автомобільного типу потужністю 300 – 350 л.с.; з – скрепер місткістю 15 м^3 з тягачем тракторного типу потужністю 300 – 350 л.с.; і – скрепер місткістю 25 м^3 одновісним тягачем і самохідний скрепер із заднім розташуванням тягача

електро-тросовим керуванням і електричними мотор-колесами, отримавши місткість ковша більше 40 м^3 . Фірма Катерпіллер здійснила привод на обидві осі самохідного скрепера двома двигунами, розробила систему „пуш-пул” для спареної роботи скреперів. У результаті цього використання скреперів на земляних роботах різних об'ємів безперервно розширялося; у ряді випадків вони успішно конкурують навіть з потужними екскаваторами.

У 1950-х роках конструкції скреперів торкнулися ідеї інтенсифікації процесу заповнення ковша, в основу яких покладено раціонально використовувати потужність енергонасичених тягачів, що забезпечують високу транспортну швидкість, що не використовується в процесі копання зважаючи на недостатнє зчеплення з ґрунтом колісного рушія. Деякими фірмами США розпочатий випуск скреперів з елеваторним завантаженням, що дозволило зменшити необхідну силу тяги при збільшенні корисної місткості ковша. Запропоновані і інші інтенсифікатори – шнекові, скребкові, пневматичні.

Проте, підвищення складності, а отже і вартості машини, часто супроводжується зниженням її надійності і не завжди виправдовується досягнутим ефектом.

У 1866 р. в США фірмою Остін розпочаті роботи по створенню грейдер-елеваторів з використанням кінної тяги. В 1870-х роках вже практично застосовувалися ці машини в упряжці з 12 коней з приводом конвеєра від

колеса базового вoза. При зведенні невисоких насипів ґрунтових і шосейних доріг ці машини забезпечували продуктивність 30...40 м³/год. У 1906 р. в Росії інженери Поляков і Ковтунов побудували кінний грейдер-елеватор продуктивністю до 100 м³/год. Спроби створення цих машин на базі парового двигуна, які мали місце в 1900-х роках, себе не виправдали. Більш вдалимi були конструкції причіпних грейдер-елеваторів до гусеничних тракторів, спочатку з приводом конвеєра від вала відбору потужності трактора, а потім з встановленням для цього ланцюга окремого бензинового двигуна транспортера. Незалежний привод конвеєра себе цілком виправдав і використовується в сучасних конструкціях. З 1934 р. випуском причіпних грейдер-елеваторів почав займатися Миколаївський завод дорожніх машин. На причепі до трактора Челябінського заводу потужністю 60 к.с. для приводу конвеєра був встановлений двигун автомобіля ГАЗ-АА; для керування дисковим робочим органом і зміни кута нахилу стрічкового конвеєра служили лебідки з механічним приводом від того ж двигуна. Продуктивність машини досягала 400 м³/год. У 1940 р. завод випустив 6 таких машин.

Після Великої Вітчизняної війни робота конструкторів була направлена на створення самохідних грейдер-елеваторів. Перша конструкція такої машини була розроблена на базі важкого автогрейдера інженером С.З.Бречко, що послужило надалі реалізації ідеї створення одного з видів змінного робочого обладнання автогрейдерів. Подальше вдосконалення конструкції грейдер-елеваторів було покладено на ВНДІЗеммаш, який спільно з Коростенським, Бердянським і Воронежським заводами створив ряд нових типів машин безперервної дії з поперечним транспортуванням ґрунту у відвал і на автотранспортні засоби таких як самохідний грейдер-елеватор Д-505 з совковим ріжучим органом і дизель-електричним приводом, землерийний струг з відвальним мостом для транспортування ґрунту на відстань до 50 м поперек руху машини, струг-метальник, землерийно-фрезерна машина, на яких досягнута продуктивність понад 1000 м³/год. Такі машини випускаються за спеціальними замовленнями.

До землерийно-транспортних машин близько примикають навантажувачі фронтальної дії, що отримали широке розповсюдження в зв'язку вдосконалення гідравлічних приводів в другій половині століття і в даний час, що випускаються в широкому асортименті на колісному і гусеничному ході, вантажопідйомністю від 100 кг до 20 і більше тонн.

Наукові дослідження робочого процесу фронтальних навантажувачів з розробкою раціональних параметрів їх робочого органа виконані доктором наук, професором Віктором Миколайовичем Стоговим (1907...1980 р.р.) і його аспірантами на кафедрі будівельних і шляхових машин Харківського інституту інженерів залізничного транспорту, якою він керував протягом 30-ти післявоєнних років. На даний час кафедрою завідує доктор технічних наук Є.С.Венцель, якому належать оригінальні методи регенерації рідких змащувальних матеріалів, що розроблені ним на кафедрі експлуатації дорожніх машин ХАДІ.

Однією з особливостей розвитку засобів механізації земляних робіт в дорожньому будівництві Західної Європи (зокрема Німеччини) в першій половині ХХ ст. було переважне використання екскаваторів для розробки ґрунтів і засобів рейкового транспорту для їх переміщення. Якщо перший німецький плавучий екскаватор був створений в 1840 р., а застосування сухопутних екскаваторів відноситься до 1880-х років, то початок застосування ЗТМ на базі гусеничних тракторів датується 1935 р. (журн. Ді Штрассе № 1, 1939 р.) До цього істотного значення ЗТМ, як і безрейковому транспортуванню ґрунтів, в Європі не додавалося. Відомим німецьким фахівцем в області механізації земляних робіт був Георг Гарбртц (1891...1970 р.р.), який створив капітальну працю, в якій відображено стан світового екскаваторобудування, і керуючий кафедрами будівельного виробництва в Ганноверському, потім в Берлінському і після війни до 1962 р. в Ахенському університетах, де, після виходу на пенсію, його змінив доктор Вальтер Юресько.

Ще до війни Г.Гарбртц відвідав Америку і, під враженням поїздки, звертає увагу на раціональне використання американськими будівниками скреперів, бульдозерів, автогрейдерів в дорожньо-будівельному виробництві в статті, опублікованій в журналі „Баунженир” (1937 р.). У цей час в Німеччині вже були виконані роботи, що поклали

початок створенню сучасної теорії різання ґрунтів (Клейн - 1920 р., Дінглінгер - 1928 р., Рат'є - 1931 р.).

У розвиток ідей Гарботца і частково під його керівництвом виконано ряд дисертаційних робіт, таких як „Дослідження машин пошарового різання” (Реслер, 1940 р.), „Досвід використання ЗТМ з врахуванням властивостей ґрунтів” (Лейсинк, 1941 р.), „Виробництво земляних робіт безрейковими землерийними засобами” (Крігер, 1953 р.), „Область застосування, ефективність і продуктивність безрейкових землерийних засобів на основі виробничого досвіду” (Кюн, Ахен, 1957 р.), „Транспортна динаміка і робочий цикл безрейкових землерийних засобів” (Гердінг, 1957 р.), „Дослідження взаємодії сил на робочих органах машин пошарового різання” (Дресс, Ахен, 1957 р.).

В історичному плані представляє інтерес періодизація розвитку ЗТМ, запропонована в роботі Крігера на основі досвіду США, вивченню якого він присвятив тривалий час в післявоєнні роки. Коротко вона характеризується наступними даними:

1. Період до 1924 р. - відмова від рейкового транспорту, вдосконалення і використання двигуна внутрішнього згоряння і гусеничного ходу.

2. 1924...1929 р.р. - усунення живого тягла, об'єднання в одній машині функцій копання, ущільнення, транспортування ґрунтів; освоєння гнучких схем організації робіт.

3. 1929...1934 р.р. - затвердження гусеничного ходу з швидкістю до 6 км/год.

4. 1934...1941 р.р. - збільшення розмірів обладнання і підвищення швидкості до 14 км/год.

5. 1941...1948 р.р. - подальше зростання швидкостей і розмірів і, з 1948 р., повний відхід від гусеничного на користь пневмоколісного рушія.

Подальший розвиток конструкції ЗТМ не повністю виправдав прогнозів Крігера, проте, завдяки вивченню і використанню досвіду США і СРСР, інтерес до більш простих і дешевих засобів виконання земляних робіт в Німеччині та інших європейських країнах істотно зріс також як і небезкорисливий інтерес США до капіталовкладень у відновлення зруйнованого війною промисловості цих країн.

Що стосується власне німецьких різновидів конструкції ЗТМ, то тут, мабуть, звертає на себе увагу тільки створений фірмою „Менк і Гамброк” самохідний скрепер - бульдозер на гусеничному ходу, що отримав назву „Шюрфкюбельраупе”, у якого ківш розташований в просторі між гусеницями, а його передня заслінка виконана у вигляді бульдозерного відвала.

Розмив і переміщення ґрунтів вічними потоками, як природне явище використовувалися золотошукачами ще в стародавньому Римі. Штучне ж створення технічних засобів для цілеспрямованого застосування води на земляних роботах відносять до 1853 року, коли золотошукач Матісон, який зробив дерев'яний брендспойт, підвів воду по трубах в забій з вищерозташованого водоймища і використав струмінь для розмиву золотоносної жили. З тих пір застосування гідромеханізації на золотих копальнях в Каліфорнії отримало швидкий розвиток. Всмоктування ґрунту з-під води на днопоглиблювальних роботах вперше застосовано у Франції в 1859 році з використанням поршневого насоса, а в 1864 р. за пропозицією Вазена у Франції і Вудфордом в Англії побудовані плавучі установки з відцентровими насосами, які спеціально виконані для цієї мети і в подальшому отримали назву землесосів. У 1867 р. Вазен застосував підводне розпушування ґрунтів механічним способом і досяг продуктивності близько 3000 м³ за добу при глибині всмоктування піску 8...12 м. З 1890 р. гідромеханізація почала застосовуватися в будівництві.

У Росії на золотодобуванні гідромеханізація стала застосовуватися з 1880 р. У будівництві вона використовувалася як засіб механізації при зведенні гідротехнічних споруд і на днопоглиблювальних роботах, при розробці торф'яних родовищ (метод Классена). У наш час на будівництві найбільших гідровузлів, починаючи з 1930 р. (ДніпроГЕС), до 80% земляних робіт виконано плавучими земснарядами з механічними розпушувачами, продуктивність яких досягла після Вітчизняної війни п'яти і більше тисяч м³/год.

Застосування засобів гідромеханізації в будівництві автомобільних доріг обмежується наявністю сприятливих умов - водних і енергетичних ресурсів у достатньо великій кількості.

Тезис Мак-Адама, який стверджував, що міцність дороги забезпечується ґрунтовою підставою, до початку XIX століття не був новий, але особливе значення він набув за часів масового будівництва доріг з удосконаленими покриттями, вартість яких зростала, а ремонт після частих руйнувань вимагав значних додаткових витрат. До того часу невеликі об'єми робіт по ущільненню насипних ґрунтів виконувалися ручними трамбівками, дерев'яними або кам'яними котками з використанням тяги рабів і тварин: ручні трамбівки застосовувалися і для заклинювання каміння пакеляжних основ. Укочування і трамбування (стали першими принципами механізації процесів штучного ущільнення земляного полотна і дорожнього покриття). Вібраційне ущільнення застосоване значно пізніше.

Застосування котків з гладкими вальцями для ущільнення щебеневих розсипів почало широко впроваджуватися у Франції завдяки рекомендаціям Полонсо з 1829 р., хоча є дані про більш ранні рекомендації Якоба Лейпольда (в 1725 р.) і про застосування чавунних котків Цессартом в Парижі в 1787 р. Полонсо розробив систему укочування щебеневих шосе з поступовим збільшенням маси котка від 3 до 5 т.

У 1859 р. випущений перший паровий коток Лемуана у Франції, типу тандем з двома послідовно розташованими вальцями однакового діаметра і ширини. На початку 1860-х років Англійська фірма Евелінг почала випуск тривальцевих двовісних котків, що отримали широке розповсюдження завдяки зручності компоновки кінематичних схем між задніми вальцями при горизонтальному розташуванні парового котла. У Росії перші парові котки були придбані за кордоном у 1875 р., а їх виробництво розпочато перед першою світовою війною на Коломенському, Варшавському і Брянському заводах. Двигун внутрішнього згоряння встановлений на коток в США в 1909 р. і поступово витіснив паровий привод. Удосконалення моторних котків відбувалося шляхом застосування фрикційних муфт для руху з місця і реверсування, диференціала на ведучій осі з механізмом його блокування, застосування механізованого привода рульового керування, встановлення електрообладнання, кірковщика для розпушування старих покриттів при їх ремонті, додаткового вальця для вирівнювання горбів, які іноді утворюються під час укочування асфальтового бетону. Створені також тривалкові котки спеціально призначені для укочування покриттів з матеріалів, схильних до хвилеутворення. Розширена номенклатура типів котків, що випускаються: тротуарні, одновалкові з двигуном всередині вальця, котки з регульованою масою за рахунок довантаження баластом.

Котки з гладкими вальцями, як самохідні, так і причіпні малопридатні для ущільнення насипного ґрунту внаслідок того, що при невеликому питомому тиску їх ущільнююча дія проникає недостатньо глибоко, а при великому тиску утворюється глибока колія і переміщення ґрунту відбувається в напрямку руху котка. Тому ущільнення малозв'язних супіщаних ґрунтів гладкими котками взагалі не ефективне. В Америці для усунення недоліків гладких котків почали застосовувати конструкції ребристих, шипових, кулачкових котків, вага яких на початку ущільнення при перших проходах передається через контактну поверхню барабана, а в міру зростання густини ґрунту - через поверхню його виступаючих частин. Мабуть, у зв'язку з аналогією між зовнішнім виглядом поверхні, що вкатана кулачковим котком, і що залишається після проходу копитних тварин, коток цього типу отримав там назву „шиптуф ролер” („овеча ніжка”).

Аналогічний ефект регулювання питомого тиску в процесі укочування властивий і пневматичній шині, що призвело до появи в 50-х роках котків на пневматичних шинах, як причіпних, так і самохідних, і які успішно застосовуються в даний час при ущільненні земляного полотна і деяких видів дорожнього одягу. В 60-х роках маса окремих конструкцій причіпних кулачкових і пневмоколісних котків досягла 100 т, що забезпечувало підвищення густини навіть ґрунтів природного залягання.

Ущільнення трамбуванням - найстародавніший спосіб - почало застосовуватися на базі універсальних екскаваторів-кранів у вигляді падаючих плит, як змінного робочого обладнання вже у 30-і роки, але був потрібен ще час для створення автоматичних пристроїв підйому і опускання плити з регулюванням висоти її підйому. Недостатня маневреність важкого обладнання з трамбуєчими плитами не відповідала вимогам дорожнього

будівництва, обмежувала їх застосування умовами зосереджених робіт на підходах до мостів і штучних споруд. Для масових лінійних робіт на будівництві автомагістралей в Німеччині були створені спеціальні самохідні молоткові трамбуючі машини, які забезпечують ущільнення ґрунтів шарами товщиною більше одного метра. У СРСР для цієї мети розроблена конструкція котка з падаючими вантажами, причіпного до трактора 80-100 к.с.

Німецька фірма Дельмаг у 30-х роках стала випускати трамбівки вибухової дії „Дельмаг-фрош” (жаба), які стрибають з просуванням вперед за рахунок енергії згоряння в циліндрі легкого палива і ущільнюючих ґрунт власною вагою при падінні. Робітник пересувався з нею пішки, керуючи напрямом руху рукояткою, на якій знаходилася кнопка вмикання запалення горючої суміші. Випускалося декілька типорозмірів масою до 1,5 т. У даний час з ручним керуванням успішно використовуються електричні і пневматичні трамбівки.

Вібраційне ущільнення забезпечує високу ефективність при ущільненні легко рухомих сумішей, малозв'язних ґрунтів і сипких матеріалів. У сучасних ущільнюючих машинах широко використовується комбінований ефект вібровкочування (причіпні і самохідні віброкотки) і вібротрамбування (високочастотні трамбівки). Для ущільнення великих мас бетонних сумішей і сипких матеріалів застосовуються глибинні вібратори.

Застосування в дорожньому будівництві природно подрібнених кам'яних порід - гравію, гальки в районах, де вони були відсутні, поставило будівників перед необхідністю їх штучного приготування. Використання технології Мак-Адама вимагало дотримання рекомендацій за допустимими розмірами зерен щебеню. Все це не могло забезпечуватися ручними методами подрібнення і сортування кам'яних матеріалів. Як вже говорилося, Мак-Адам робив спроби застосування машинного подрібнення валюваннями, що приводилися в дію паровим двигуном, проте, тільки з 1858 р. із винаходом Уїтнеєм Блейком щоклової дробарки, машинне подрібнення стало невід'ємним елементом будівельного виробництва, гірничорудної техніки і металургії. Каменедробарка Блейка за своєю конструктивною схемою залишилася незмінною до теперішнього часу з верхньою підвіскою і простим рухом рухомої щокло. Проте, з'явилося ряд інших конструктивних схем: з нижньою підвіскою, з кривошипно-шатунним і ексцентриковим приводом, зі складним рухом рухомої щокло та інші щоклові дробарки, що знаходять застосування в даний час. З'явилися також дробарки, засновані на інших принципах дії на подрібнений матеріал - конусні, валкові, молоткові. У дорожньому будівництві найбільше застосування для первинного подрібнення отримали щоклові дробарки, для вторинного - валкові і молоткові. Для притрасових кар'єрів, розташованих в безпосередній близькості від місць використання щебеню в ХХ ст. почали створюватися пересувні дробильно-сортувальні установки.

Сітовий аналіз в господарській діяльності людини застосовувався далеко за межами нашої ери і перенесений в техніку будівництва доріг в машинному виконанні за часів розвитку механічного подрібнення камення.

Приготування дрібно роздрібнюваних продуктів шляхом штовхання в ступах і стирання жорнами, під час машинної техніки, отримало втілення в конструкціях кульових і стрижньових млинів, де важкі тверді предмети ударом і стиранням подрібнюють крихкі породи до порошкоподібного стану при виготовленні цементу, а також мінерального порошку, що додається в асфальтобетонну суміш для підвищення поверхневої активності органічних терпких матеріалів.

З розвитком цементної промисловості механічні бетонозмішувачі і розчинозмішувачі стали невід'ємним засобом механізації будівельного виробництва, а в 30-і роки з'явилося поняття „дорожній бетонозмішувач”. Американська фірма „Рекс Пейвер” стала випускати бетонозмішувачі на гусеничному ході, забезпечені скиповим підйомником для заповнення барабана змішувача сухою сумішшю, баком для води і стрілою, вздовж якої міг переміщатися ківш для готової бетонної суміші, розрівнюючи її шаром певної товщини по поверхні підставки. У Харкові такий бетонозмішувач працював на будівництві бетонної підставки площі Свободи. Цікаво, що в цій конструкції були елементи автоматизації керування циклом робітників операції, мабуть, перші в дорожніх машинах.

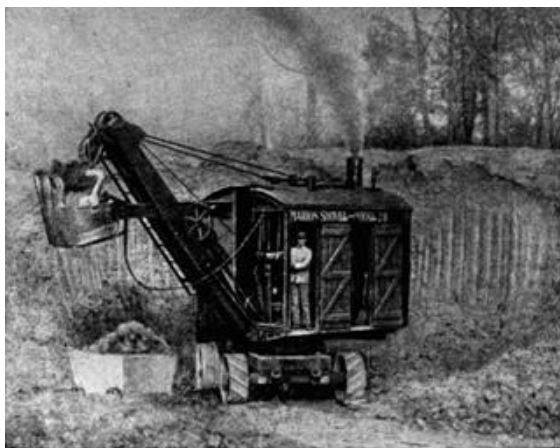
Німецька фірма Альфельдер випустила дорожній бетонозмішувач примусової дії на рельсовому ході для будівництва автомагістралей за способом укладання бетону в рельс-форми. Основою служила сталева мостова конструкція, що перекривала ширину смуги і спиралася на колеса рейкового ходу.

У 1940 р. Миколаївський завод дорожніх машин приступив до освоєння виробництва бетонозмішувачів за типом Рекс Пейвер, проте до війни ця робота завершена не була; був випущений тільки один дослідний зразок. А після війни широке розповсюдження отримав метод будівництва бетонних доріг з підвезенням бетонної суміші з притрасових бетонних заводів, які періодично переміщуються вздовж траси. Ширше стали застосовуватися спеціальні транспортні засоби - автобетонозмішувачі, що завантажувалися на притрасових базах сухою сумішшю і що проводили перемішування з водою в дорозі проходження.

Застосування асфальтових бетонів зв'язане з використанням органічних терпких матеріалів - нафтових бітумів. У ці роки було потрібне освоєння обладнання для розігрівання бітуму, випаровування з нього вологи, сушіння і підігріву кам'яних матеріалів, а також змішувачів для більш в'язких компонентів, підвищення точності дозування компонентів суміші, укладання і її ущільнення в гарячому стані. Створено обладнання для транспортування бітумів по залізницях, насосні установки, розігрівачі, спеціальні цистерни і бункерні піввагони, бітумні котли і обладнання бітумзберігачів. Для поверхневої обробки щебеневих шосейних доріг перейшли від ручних поливалок до автогудронаторів. Для будівництва бітумо-мінеральних покриттів низьких технічних типів почали застосовувати перемішування щебеню з в'язкими на полотні дороги; спочатку - з розливом по сухому щебеню бітуму або дьогтю і багатократним переміщенням його відвалом грейдера; потім - із створенням багатоножових та інших типів змішувачів. У 50-60-х роках для будівництва бітумогрунтових під-став з шарів ґрунту, обробленого в'язкими, застосовані дорожні фрези і фрезозмішувач з декількома роторними робочими органами.

Приготування асфальтобетону на стаціонарних і пересувних установках пройшло ряд етапів удосконалення від застосування потокової до протитечійної системи сушильних барабанів на рідкому і газоподібному паливах з автоматичним регулюванням температури, фільтруванням продуктів згоряння. Відбувся перехід від грубого об'ємного дозування компонентів суміші до сушіння до більш точного вагового дозування після сушіння і підігріву, до автоматичного керування і дистанційного контролю функціонування агрегатів. Істотно підвищилася продуктивність асфальтобетонних установок, покращились умови праці персоналу.

У другій половині XX-го століття в основному вирішені питання механізованого укладання і ущільнення дорожньо-будівельних матеріалів, створені високопродуктивні комплекти машин на гусеничному ході, які дозволяють поставити на потік будівництво повної смуги дороги з твердим покриттям від планування основи з автоматичною підтримкою заданих ухилів до укладання покриття, його ущільнення і обробки поверхні. Розгляд всіх питань пристрою і розрахунку багатьох типів сучасних машин і обладнання є предметом спеціальних курсів навчального плану підготовки інженерів-механіків дорожнього будівництва. Історія розвитку даної галузі техніки показує, що воно йде в ногу із зростанням суспільних потреб, удосконаленням технологічних процесів будівництва з використанням досягнень загального технічного прогресу. Історія подальшого створення і вдосконалення екскаваторів відображена на рис. 1.28 - 1.34.



а)



б)

Рис. 1.28. Робоче обладнання екскаваторів пряма лопата:

а - повноповоротна лопата „Маріон” 28 з ковшем місткістю 0,57 м³; б - ківш екскаватора „Маріон” 5760 місткістю 46 м³



Національний університет
водного господарства
та природокористування

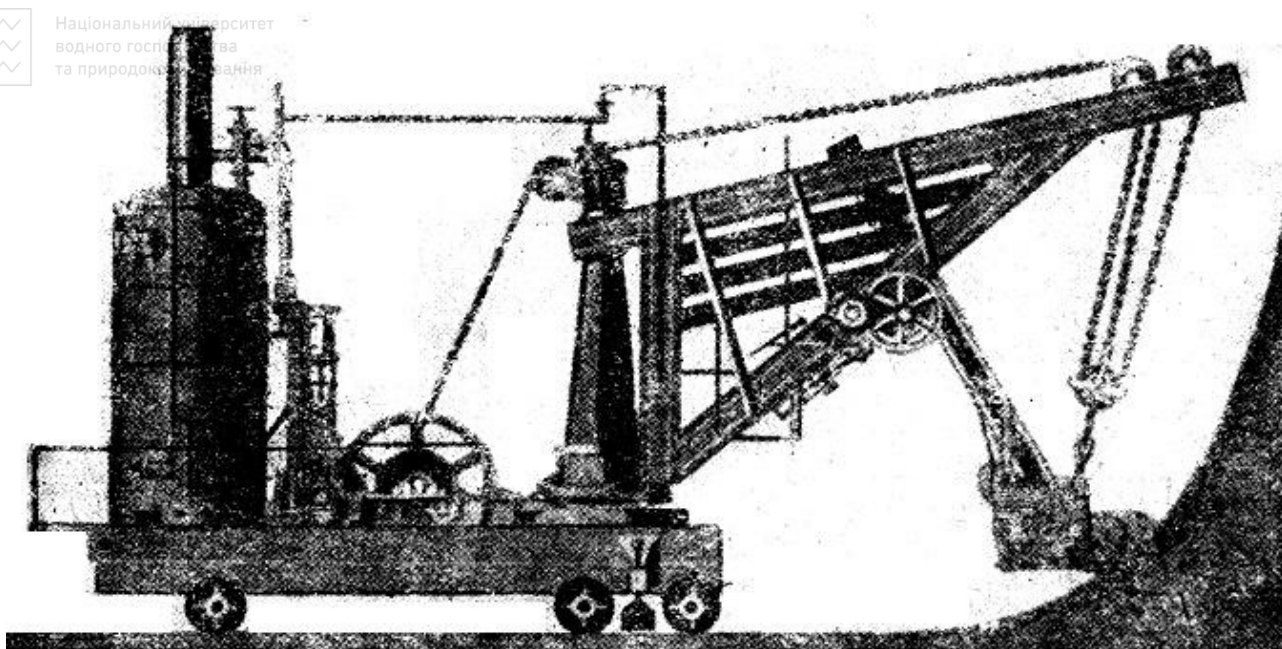
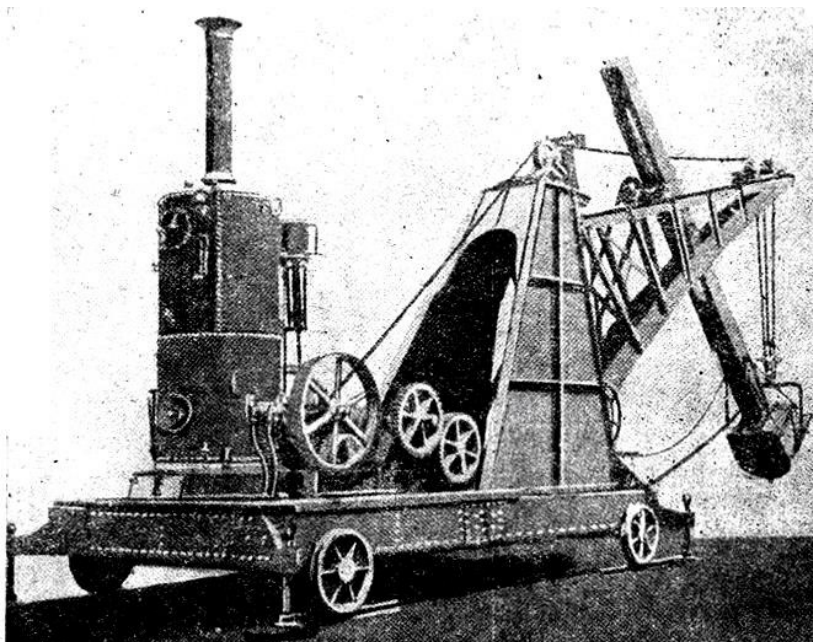


Рис. 1.29. Паровий екскаватор „Невві” Барклея (1877 р.)



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Рис. 1.30. Паровий екскаватор „Невві” Дунбара і Рустона (1874 - 1875 р.)

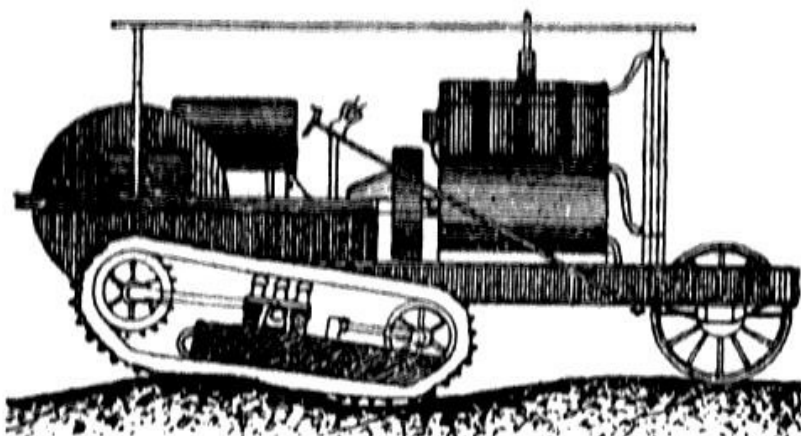


Рис. 1.31. Гусеничний трактор „Холт”

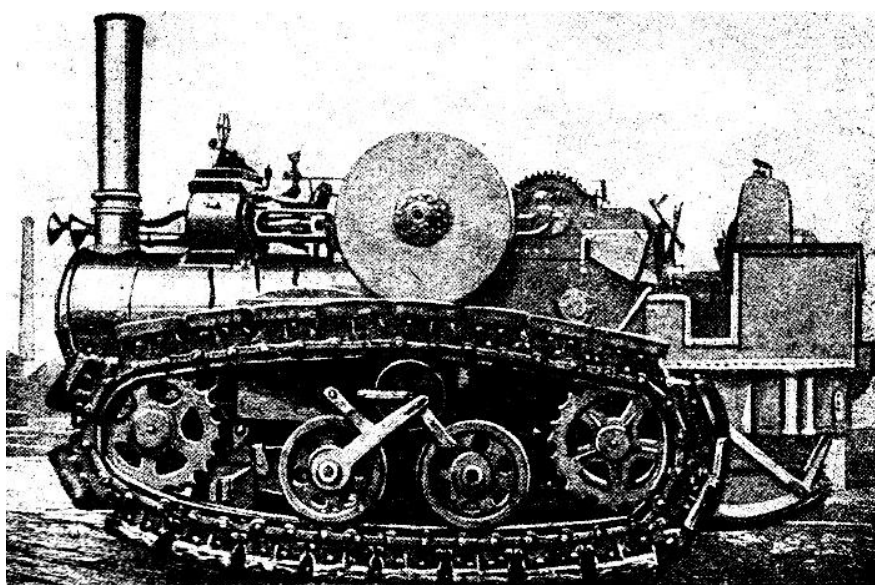


Рис. 1.32. Паровий трактор ф. Горнебі, побудований в 1908 – 1910 р.; один із них працював в Канаді в 1926 – 1927 р.р.

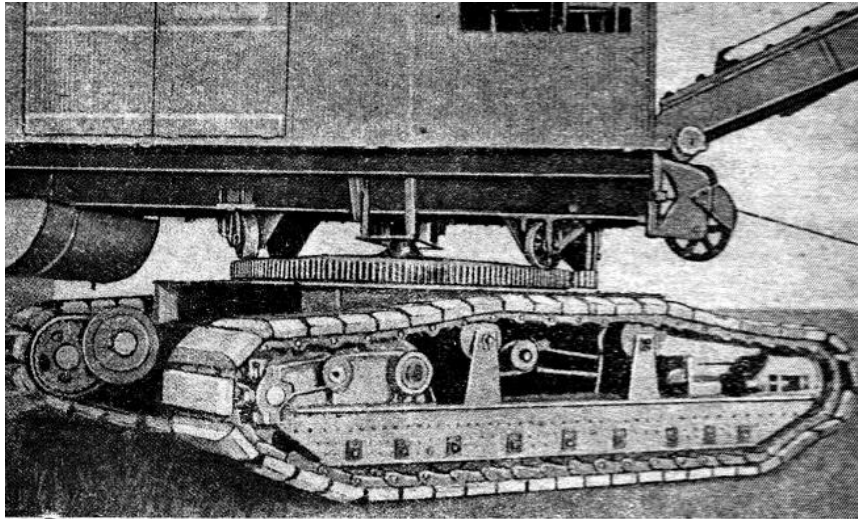


Рис. 1.33. Стара конструкція гусеничного ходу (1911 – 1912 р.р.) на одному із драглайнів Бюсайруса



Національний університет
водного господарства
та природокористування

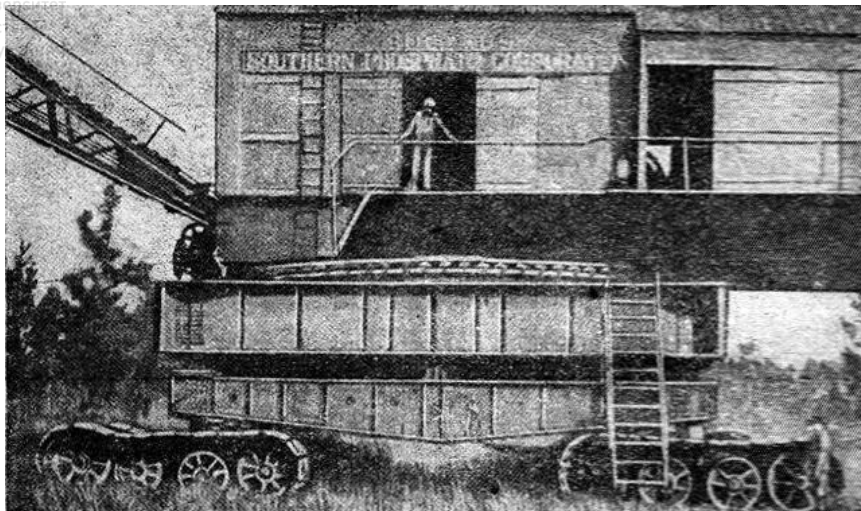


Рис. 1.34. Найпізніша конструкція гусеничного ходу (1927 р.) на великому драглайні Бюсайруса

Виробництво дорожніх і будівельних машин в царській Росії обмежувалося випуском невеликої кількості парових екскаваторів і котків. Рішення задач індустріалізації країни в 1928-1929 р.р. поставило перед необхідністю створення власної бази дорожнього машинобудування. Виробництво перших причіпних грейдерів трьох типорозмірів було організовано на Онежському заводі в 1926 р. У 1930 р. був створений Трест дорожнього машинобудування, до якого увійшли Онежський, Краснодарський, Рибінський і Кременчуцький заводи. Дещо пізніше виробництво машин було організовано на Миколаївському і Південно-Камському заводах. Не дивлячись на те, що номенклатура машин, що випускаються, за роки до Великої Вітчизняної війни зросла до ста типорозмірів, їх кількість і технічний рівень ще не задовольняли потребам дорожнього будівництва, що зростають тим більше в післявоєнні роки.

У 1946 році в СРСР було створено Міністерство будівельного і дорожнього машинобудування, до складу якого входили близько 60 заводів, в тому числі більше 20, що займалися виробництвом дорожніх машин і близько 20 екскаваторних. В Україні, окрім вказаних вище заводів гідроапаратури і екскаваторних є Бердянський, Київський, Коростеньський, Кременчуцький заводи дорожніх машин, Львівський завод навантажувачів та ін.

Тривалий час Міністерством керував Є.С.Новосьолов - видатний організатор

машинобудівної промисловості Радянського Союзу, потім, до реорганізації управління промисловістю - В.І.Чудін. Великий внесок у становлення галузі, покликаної забезпечити машинами і механізмами, післявоєнне відновлення і розвиток народного господарства країни, належить В.К. Ростоцькому (1910-1987 р.р.). Закінчивши Московський інженерно-будівельний інститут (МІБІ) в 1946 р., він незабаром став головним інженером Прилуцького, а потім Брянського заводів дорожніх машин, з 1952 р. - начальник Технічного управління, заступник міністра будівельного, дорожнього, комунального машинобудування. Він суміщав цю роботу з посадою головного редактора журналу „Будівельні і дорожні машини” більше 20 років. В.К.Ростоцький безпосередньо брав участь в створенні ряду оригінальних конструкцій вітчизняних машин.

Відомі вчені країн СНД в галузі будівельних, дорожніх, меліоративних машин та обладнання:

Абезгауз В.Д., Алексєєва Т.В., Аскарходжаєв Т.І., Артем'єв К.О., Омельченко В.Ф., Анохін О.І., Баладінський В.Л., Баловнєв В.І., Баркан Д.Д., Бауман В.О., Беліловський В.К., Белорусов Г.С., Беляков Ю.І., Болотських М.С., Болотний О.В., Бондарович Б.О., Борисов С.М., Бородачов І.П., Борщевський О.О., Бочаров В.С., Бромберг А.А., Бунін М.В., Вайнсон А.А., Веригін Ю.О., Ветров Ю.О., Владіміров В.М., Волков Д.П., Гаврилов М.І., Гальперин М.І., Гарбузов З.В., Гаркаві М.Г., Гоберман Л.А., Гольдштейн В.М., Горячкін В.П., Дерев'янка С.М., Діметов Д.М., Домбровський М.Г., Ємельянов І.А., Єрмілов О.Б., Задніпровський Р.П., Зелєнін А.М., Зиков Б.І., Ільгисоніс В.К., Іскандеров І.М., Ісрафілов Н.А., Кабашев Р.А., Катаєв Ф.П., Керов І.П., Кисельов М.М., Картвелішвілі Ю.Л., Кравець С.В., Крившин О.П., Кос І.І., Кудрявцев Є. М., Куляшов А.П., Кузін Е.М., Лівінський О.М., Лінгайтис А.П., Лобанов В.А., Лобов О.Г., Лозовий Д.А., Ломакін В.П., Маєвський О.Г., Маліновський Є.Ю., Мойсеєнко В.Г., Назаренко І.І., Назаров Л.В., Наумець К.І., Немировський Б.І., Недорезов І.А., Нікулін П.І., Ніколаєв А.М., Ніколаєв В.М., Ніколаєв С.М., Нічке В.В., Олєхнович К.О., Олшанський О.В., Оніщенко О.Г., Петерс Є.Р., Панкратов С.А., Панкрашкін П.В., Піковський Я.М., Плавельський Є.П., Плєшков Д.І., Погарський М.О., Попов Г.М., Растєгаєв І.К., Ребров О.С., Рейш А.К., Родін І.І., Родіонов Г.В., Ронінсон Е.Г., Ряхін В.О., Руднєв В.К., Сєвров К.П., Сівко В.Й., Смірнов В.М., Смородінов М.І., Сорокін П.І., Станєвський В.П., Тарасов В.М., Тарасов В.В., Тархов А.І., Тер-Азар'єв І.А., Ульянов М.О., Уткін А.І., Федоров Д.І., Федотов М.Ф., Фідєлев О.С., Фрейкман К.Е., Фролов О.В., Хазов Б.Ф., Хархута М.Я., Хмара Л.А., Холодов А.М., Черненко В.К., Чубук Ю.Ф., Чудновський В.Ю., Шейнін А.М., Евєнтов І.М., Янцен І.А., Яркін А.А. та ін..

Роботою Всесоюзного науково-дослідного інституту будівельного і дорожнього машинобудування (ВНДІБудДорМаш) тривалий час керували доктори технічних наук В.О.Бауман, І.П.Бородачов, а в даний час випускник Московського автомобільно-дорожнього інституту (МАДІ) д.т.н. Е.М.Кузін.

У роки становлення і розвитку галузі в апараті і системі Міністерства сформувалася могутня когорта конструкторів, висококваліфікованих фахівців, що забезпечували успіхи технічного прогресу, таких як Брєчко С.З., Гарбузов З.В., Васильєв О.О., Гаврилов М.І., Гречин М.А., Меркулович В.А., Немировський П.І., Панкрашкін П.В.,

Ребров О.С., Ситковський М.І., Щєдровицький С.С., Плєшков Д.І., Рейш А.К., Ронінсон Е.Г., Евєнтов І.М., Естрін М.М. і багато інших. Серед них випускники ХАДІ Биканов В.Ф., Мануйлов Ю.Г., Мерєнков О.С., Фільченко Е.Ф., Шейніс Е.І. та ін.

Виділення будівельного, дорожнього і, пізніше, комунального машинобудування в самостійну галузь промисловості, організація у складі Міністерства ряду науково-



Академік
В.П.Горячкін



Професор
М.Г.Домбровський

дослідних інститутів, самостійних проектно-конструкторських і технологічних бюро зіграли позитивну роль в розвитку галузі. ВНДІБуддормаш провів велику роботу з вивчення і аналізу світового досвіду дорожнього машинобудування, розвернув плідну конструкторську діяльність, поступово перекладаючи її на конструкторські бюро заводів-виробників і займаючись розробкою перспективних конструкторських рішень, вивченням і створенням нових технологій. Його філіал в Ленінграді перетворений в самостійний Все-союзний науково-дослідний інститут землерийного машинобудування (ВНДІЗеммаш), спеціалізований по землерийній техніці безперервної дії. Створений науковий полігон в Івантїївці Московської області, Красноярський Філіал, що займається питаннями створення засобів механізації будівництва для умов Заполяр'я і Далекої Півночі. З цими організаціями співпрацювали кафедри ряду ВУЗів, у тому числі і ХАДІ.

За 45 років свого існування Міністерство провело велику роботу по освоєнню виробництва всієї номенклатури будівельних, дорожніх і комунальних машин, вирішило задачу забезпечення машинною базою всіх галузей будівельної техніки, а за рядом видів робіт забезпечило їх комплексну механізацію. За багатьма видами продукції країна вийшла на світовий ринок.

У першу чергу ставилася задача збільшення кількісного випуску машин. Уже в 1961 р. за цим показником СРСР займав перше місце в світі, випускаючи в рік 14575 екскаваторів, 13450 бульдозерів, 4150 скреперів, 3550 автогрейдерів. Проте, багато з цих машин поступались кращим зразкам зарубіжних фірм за продуктивністю, а головне, за надійністю в тяжких умовах експлуатації. Це пояснювалося тим, що країна не могла ще надати цій галузі високоякісних матеріалів в достатній кількості, яка була потрібна у зв'язку з таким швидким нарощуванням випуску продукції. Перед галуззю постали нові задачі підвищення технічного рівня, поширення типажу, головним чином, у бік збільшення встановленої потужності, підвищення надійності. В спеціальних курсах будуть показані шляхи вирішення цих задач.

У роки здійснення більш вузької спеціалізації інженерної підготовки машинобудівників (1936-1938 р.р.) у ряді будівельних і автомобільно-дорожніх ВУЗів створені відповідні кафедри і факультети.

У Харківському автомобільно-дорожньому інституті (ХАДІ), наприклад, перший випуск фахівців інженерів-механіків з будівельно-дорожніх машин (БДМ) відбувся в 1939 р., у МІБІ - у 1940 р., у МАДІ - у 1941 р. Викладацький склад формувався з досвідчених інженерів-практиків з кращих випускників ВУЗів. Першим завідуючим кафедрою БДМ в МІСІ став професор В.К.Беліловський, в Ленінградському автомобільно-дорожньому інституті (ЛАДІ) - професор О.І.Анохін, в ХАДІ - його учень, кандидат наук І.П.Бородачов, якого незабаром замінив на цій посаді інженер Г.І.Літвін. Професори О.І.Анохін і В.К.Беліловський відомі, як перші автори підручників з будівельних і дорожніх машин. У ХАДІ капітальну працю за цією спеціальністю в 1940 р. випустили Я.М.Піковський, Г.І.Літвін і М.І.Наумець.

Перші видання, що відображають стан технічного прогресу за окремими групами машин і обладнання опубліковані: по екскаваторах - М.Г.Домбровським, А.М.Зеленіним, К.В.Алферовим, В.В.Арнольд, В.А.Лібіним, В.А.Добровольським та ін.; по землерийно-транспортних і дорожніх машинах М.Г.Домбровським, О.І.Анохіним, Фрейнкманом І.Е. і Ільгісонісом В.К., І.П.Бородачовим, А.А.Васильєвим, К.П.Сєвровим, Н.І.Наумцем, Ф.М.Юдельовим, М.Я.Хархутою, М.І.Гальперінім та багато інших авторів. У цій літературі основним чином розглядалися конструкції машин, освітлювався досвід зарубіжного машинобудування, давалися рекомендації по вибору і раціональному використанню машин в будівництві. Почали також з'являтися деякі розрахункові методики, визначення головних параметрів, що стосуються переважно продуктивності, потужності привода і розрахунку тягових сил.

Післявоєнний період історії вітчизняного дорожнього машинобудування характеризується розвитком наукової діяльності, присвяченої створенню теоретичних основ робочих процесів машин, дослідженню фізичної суті взаємодії їх робочих органів з оброблюваними матеріалами з використанням здобутих знань для вдосконалення

конструкцій і методів їх розрахунку на міцність, витривалість, довговічність. Це був період створення галузевих НДІ і стимулювання наукових досліджень на кафедрах ВУЗів, посилення уваги і турботи про підготовку наукових кадрів вищої кваліфікації. Почали формуватися нові наукові школи. У науковій діяльності колективів втілювалися ідеї В.П.Горячкіна про шляхи розвитку динаміки машин від робочого органа до двигуна як початкового пункту для синтезу передавальних механізмів. Наведемо декілька прикладів.



Професор
Д.П.Волков

Наукова школа кафедри будівельних машин з питань екскаваторобудування сформувалася під керівництвом М.Г.Домбровського в МІБІ. Сам Микола Григорович у результаті досліджень процесів копання ґрунтів прийшов до висновку про те, що запропонована академіком В.П.Горячкіним гіпотеза про пропорційність сили різання ґрунту площі поперечного перетину борозни, створюваної плугом, може бути встановлена в основу наближеної оцінки опорів копанню землерийними машинами різного типу. Не дивлячись на ряд уточнень, зроблених іншими дослідниками за теорією різання ґрунтів, методика розрахунку опору



Професор
Д.І.Федоров

копанню Горячкіна-Домбровського і значення експериментальних коефіцієнтів для різних ґрунтів і видів землерийних машин широко використовуються в даний час в конструкторсько-розрахунковій практиці. Колективом кафедри розроблені основи розрахунку основних систем одноківшевих екскаваторів - їх робочого обладнання, ходових і опорно-поворотних пристроїв, трансмісій, електричних приводів розкривних і кар'єрних екскаваторів. Основи динамічних розрахунків одноківшевих екскаваторів розроблені професором Д.П.Волковим. Професором В.О.Ряхіним спільно з ВНДІБуддормашем у 80-х роках був виконаний комплекс робіт із створення методу розрахунку витривалості металоконструкцій екскаваторів. Випускник МІБІ - учень М.Г.Домбровського Д.І.Федоров (1917-1991 р.р.) став доктором технічних наук і директором великого науково-дослідного інституту будівництва Мінтрансбуду. Його ім'ям називають екскаваторні ковші, запропоновані ним - „Ківш Федорова”, що забезпечили істотне підвищення продуктивності екскаваторів прямого і зворотного копання на однорідних ґрунтах (економічний ефект народногосподарського значення), а заслуга їх автора відзначена Державною премією.

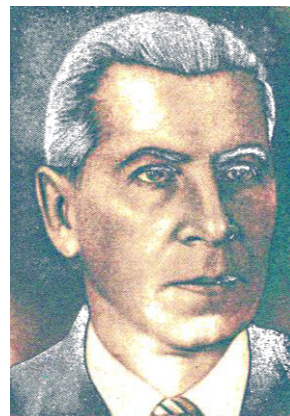
Вихованці кафедри МІБІ - професори, доктори наук Є.Ю.Маліновський, І.А.Недорезов, Б.О.Бондарович займають керівні посади в провідних наукових установах галузі



Професор
І.А.Недорезов

(ВНДІБудДорМаш, ЦНДІБ). Кафедра є однією з ведучих із питань застосування ЕОМ в дослідженнях і розрахунках будівельних машин. Це знайшло відображення в роботах професора, доктора наук Є.М.Кудрявцева із створення теоретичних основ формування комплектів і парків будівельних машин.

Видатний вчений, один з творців сучасної науки про різання ґрунтів, професор А.М.Зеленін (1905-1977 р.р.) тривалий час керував кафедрою дорожньо-будівельних машин МАДІ, де вирішальну роль у формуванні наукового напрямку і школи наукових кадрів вирішили також



Професор
А.М.Зеленін

роботи професора, доктора наук В.І.Баловнева, що прийняв завідування з 1977 р. Йому

належать дослідження з теорії робочих процесів землерийно-транспортних машин, а основне - розробка наукових основ фізичного моделювання процесів копання ґрунтів. Можна сказати, що всі ці роботи відкрили шляхи широкому застосуванню методів фізичного моделювання в експериментальних дослідженнях всіх видів будівельних і дорожніх машин.



Професор
В.І.Баловнєв



Національний університет
водного господарства
і природоохорони

робочих органів землерийних машин з інтенсифікаторами комбінованої дії і землерийно-маніпуляторних робочих органів багатоцільового призначення.

Дослідження професора Хмари Л.А. пов'язані з промисловістю. Ним впроваджені у виробництво робочі органи розпушувачів, ковші екскаваторів, скреперів, відвалів бульдозерів, робочі органи багатоцільового призначення маніпуляторного типу, стенди для проведення досліджень будівельних машин і на робочих органах, методики розрахунку і визначення ефективності будівельних машин з робочими органами інтенсифікуючої дії.

Великий внесок у формуванні спеціальності і розвитку наукових досліджень, а також у підготовці наукових кадрів даного профілю залишив Олександр Іванович Анохін (1885-1962 р.р.). Він виростив цілу плеяду педагогів і науковців: у Ленінграді (І.П.Бородачов, М.Я.Хархута, Ф.П.Катаєв, Н.І.Наумець і ін.). В Омську, де він завідував кафедрою СибАДІ з 1937 р., його вихованцями стали надалі відомі вчені доктори наук Т.В.Алексєєва,



Професор
К.О.Артем'єв

К.О.Артем'єв, М.О. Ульянов, В.Ф.Амельченко, В.М.Тарасов. Професор М.Я.Хархута завідував кафедрою дорожніх машин у Ленінградському політехнічному інституті. Йому належить ряд праць з теорії ущільнення ґрунтів земляного полотна доріг, два видання підручників з дорожніх машин для ВУЗів. К.О.Артем'єв завідував кафедрою БДМ в СибАДІ, ним розроблені деякі основи теорії різання ґрунтів на базі механіки сипучих середовищ. Т.В.Алексєєва тривалий час була проректором СибАДІ з наукової роботи, завідувала кафедрою гідравлічних приводів, що відповідало її науковому напрямку. Разом з К.О.Артем'євим, М.О.Ульяновим і ін. вони видали перший курс теорії розрахунку до-рожніх машин в двох томах (перший том під редакцією проф. А.А.Бромберга, МАДІ).

Кафедрою Саратовського політехнічного інституту керував вихованець О.І.Анохіна К.П. Сєвров, відомий роботами в області теорії і розрахунку автогрейдерів, потім - Д.А. Лозовий - автор ряду нових принципів дії обладнання для руйнування мерзлих ґрунтів, а також для формування бетонних виробів.

В Горьківському політехнічному інституті завідував кафедрою професор, заслужений винахідник А.М.Ніколаєв конструктор антарктичного всюдиходу „Харків'янка”, учасник радянської експедиції до Антарктиди. Їм організована унікальна лабораторія і



Професор
М.Я. Хархута

конструкторське бюро „РАЛСЧЕМГ”, основним напрямком яких було створення рушіїв машин для роботи в полярних умовах і забезпечення полярної навігації. Його наступник д.т.н., проф. А.П. Куляшов вніс помітний внесок в теорію роторно-гвинтового рушія снігоходів.

Кафедрою Воронежського інженерно-будівельного інституту (ВІБІ) протягом ряду післявоєнних років завідував ректор, професор, доктор наук М.О.Ульянов - талановитий організатор наукової школи з теорії пневмоколісного рушія землерийних і ущільнюючих машин і автор ряду монографій з цієї тематики. Продовжувачем цього наукового напрямку є нинішній зав. кафедрою ВІБІ, д.т.н., професор П.І.Нікулін.



Професор
М.О.Ульянов

У післявоєнні роки істотно розширилася кількість ВУЗів, які готують фахівців з дорожніх і будівельних машин. Спеціальні кафедри ряду будівельних і політехнічних інститутів почали готувати наукові кадри і організовувати наукові дослідження з актуальної тематики даної спеціальності. Плідно працює в цьому напрямку кафедра Ярославського політехнічного інституту (д.т.н., проф. Б.М.Зиков, д.т.н. Г.Н.Попов і ін.); в Карагандинському політехнічному інституті - група співробітників під керівництвом д.т.н., проф. І.А.Янцена; в Усть-Каменогорському будівельному інституті значні дослідження з теорії зсуву матеріалів виконані доктором наук Ю.О.Верігінін.

Перші роботи по застосуванню ЕОМ для оптимізації комплектування парку машин на земляних роботах в дорожньому будівництві виконані в 1960 р. д.т.н. П.І.Сорокінін в Хабаровському політехнічному інституті (ХабПІ). Проблемі розробки мерзлих

грунтів при-свячені наукові дослідження кафедри Красноярського політехнічного інституту (проф. І.І.Родін і ін.). У вищих навчальних закладах Середньоазіатських республік розробляються питання вдосконалення засобів і методів механізації будівництва в їх регіональних умовах (д.т.н., професори Т.І.Аскарходжаєв - Ташкент. Р.А.Кабашев, Р.К.Кудайбергенов - Алма-Ата).

У Грузинському політехнічному інституті цими питаннями займається д.т.н., професор Ю.Л.Картвелішвілі.

В Україні спеціальність БДМ у вищих навчальних закладах



Професор
Ю.Л.Картвелішвілі

вперше відкрита в ХАДІ в 1936 році. Після війни фахівців цього профілю почали випускати в Києві інститути: Київський інженерно-будівельний інститут (КІБІ) і Київський автомобільно-дорожній інститут (КАДІ), у Дніпропетровську Дніпропетровський інженерно-будівельний інститут (ДІБІ), у Полтаві Полтавський інженерно-будівельний інститут (ПІБІ), у Кіровограді Кіровоградський інститут сільськогосподарського машинобудування (КІСГМ).

У Києві організований великий науково-дослідний і проектний інститут УкрНДПроект, що займається дослідженнями і проектуванням важких екскаваторів для гірничодобувної промисловості, спільно з Ново-Краматорським заводом важкого машинобудування, що створив високопродуктивні комплекси роторних кар'єрних екскаваторів для розробки вугільних родовищ відкритим способом. Науковими дослідженнями в цьому інституті керували відомі вчені д.т.н. Г.В.Родіонов, професори, д.т.н. В.М.Владіміров і О.Г.Маєвський (останній в даний час працює на кафедрі дорожніх машин КАДІ).

Плідною науковою школою володіє кафедра будівельних машин Київського



Професор
Т.В.Алексєєва

інженерно-будівельного інституту, створена в 1953 р. під керівництвом видатного вченого д.т.н., професора Юрія Олександровича Ветрова (1916-1983 р.р.), члена-кореспондента Академії наук України. Ю.О.Ветров вніс істотний внесок у розвиток теорії різання і копання ґрунтів, пояснивши просторовий характер явищ і розробивши методи розрахунку виникаючих опорів з більш повним обліком особливостей процесу. З 1961 р. більше 20 років він керував діяльністю КІБІ на посаді ректора, де він проявив себе як талановитий організатор вищої освіти, забезпечивши за ці роки наново будівництво і обладнання учбових корпусів, лабораторної бази і всього необхідного для учбового процесу і наукової роботи, а також побуту студентів. Їм організована науково-дослідна проблемна лабораторія, створений учбово-виробничий комплекс „КІБІ - БудДорМаш” і конструкторське бюро „Імпульс”. Під його керівництвом створені високопродуктивні робочі органи екскаваторів, розпушувачів, кабелеукладачів, бурового обладнання.

Науковий напрям школи Ю.О.Ветрова знайшов розвиток у роботах членів його кафедри докторів наук, професорів В.Л.Баладінського, В.П.Станєвського та ін.

Колективом кафедри видано близько п'ятидесяти монографій, підручників і навчальних посібників. Серед них два видання підручника „Машини для земляних робіт” (Ю.О.Ветров, В.Л.Баладінський), „Будівельні машини зарубіжних країн” (О.С.Фіделєв), „Удосконалення робочого процесу землерийних машин” (В.П.Станєвський) та ін.

У 1963 р. з кафедри будівельних машин виділилася кафедра експлуатації і ремонту будівельних машин, до складу якої ввійшов д.т.н., професор О.С.Фіделєв (1909-1987 р.р.), відомий своїми роботами із створення і впровадження троллевозного кар'єрного транспорту. Протягом 20 років кафедрою керував професор Ю.Ф.Чубук (1916-1993 р.р.), а з 1988 р. нею завідує д.т.н., професор І.І.Назаренко, яким розроблена теорія і методи розрахунку гібридних коливальних систем, створені ефективні віброустановки для виготовлення виробів із збірного залізобетону. Велика робота проводиться по забезпеченню літературою учбового процесу. Чотири видання витримав підручник О.С.Фіделєва і Ю.Ф. Чубука „Будівельні машини”. Широко використовуються навчальні посібники „Взаємозамінність, стандартизація і технічні зміни” (Г.А.Саранча), „Будівельні машини і обладнання” (І.І.Назаренко, А.А.Кархов), „Вібраційні машини для ущільнення бетонних сумішей” (Ю.Ф.Чубук, І.І.Назаренко, В.М.Гарнець) та інші.

На кафедрі також успішно розробляються наукові основи виробничої експлуатації і ремонту будівельних машин, засоби і методи діагностики їх технічного стану (М.С.Канюка, С.К.Полянський).

Слід також відзначити плідний науковий напрям, відкритий на кафедрі теоретичної механіки КІБІ доцентом Б.Е.Горським і розвинений д.т.н. В.С.Ловейкіним, що стосується обґрунтування оціночних критеріїв оптимізації параметрів проєктованих машин і вибору економічно доцільних режимів їх експлуатації.

Основні напрями наукової діяльності кафедри дорожніх і будівельних машин ХАДІ визначилися в післявоєнний період у області динаміки машин, теорії різання ґрунтів, методів інтенсифікації робочих процесів ЗТМ. Дослідження динаміки машин включають визначення впливу швидкості руху котка на ущільнення ґрунту, встановлення поняття про інтенсивність зростання навантажень в процесі різання ґрунту ЗТМ і методи розрахунку виникаючих динамічних навантажень



Професор
Ю.О.Ветров



Професор
В.Л. Баладінський



Професор
А.М.Холодов

(проф., д.т.н. А.М.Холодов); дослідження режиму навантаження ЗТМ і розробка методу оцінки їх надійності (проф., д.т.н. В.В.Нічке). У розвитку результатів цих досліджень взяли участь проф. С.М.Дерев'янка, проф. Л.В.Назаров, доценти Г.М.Кузнецов, В.П.Ємельянов, Б.О.Гречишников, В.О. Шевченко, М.П. Ремарчук, П.А.Холодов і ін. Доктору технічних наук, проф. В.В.Нічке належить розробка ідеї і методів прискорених випробувань ЗТМ і їх впровадження на ряді підприємств галузі.

Основними результатами з теорії різання ґрунтів є встановлення умов впливу напруженого стану ґрунту на вид процесу різання (В.В.Нічке), аналітичний опис процесу різання з урахуванням внутрішнього зчеплення (А.М.Холодов).



Професор А.К. Рейш

Комплекс наукових розробок з динаміки і теорії різання призвів до постановки задач автоматизації і інтенсифікації робочих процесів ЗТМ. На кафедрі створені і випробувані перші зразки систем автоматизації керування бульдозерами, скреперами і автогрейдером (1950-і роки, С.М.Дерев'янка, В.С.Дегтярьов). Великі роботи з інтенсифікації процесів різання і копання з використанням газового мастила поверхонь тертя проведені проф., д.т.н. В.К.Рудневим і під його керівництвом аспірантами І.Г.Кіриченко, Є.М.Лісіковим, В.І.Лазаренко та ін. Згодом В.К.Руднев очолив кафедру експлуатації дорожніх машин і охорони праці і організував там розробку наукової тематики в області діагностики і ефективного використання рідин, вживаних в гідравлічних приводах (к.т.н. Ю.В.Дехніч, Є.М.Лісіков, Г.Г.Пімонов і ін.). На цій кафедрі професор С.М.Дерев'янка організував і очолив комплекс досліджень з питань оптимізації засобів механізованого

будівництва доріг швидкісними методами (аспіранти, зараз кандидати наук, доценти Ю.В.Дехніч, Г.Г.Пімонов).

На кафедрі БДМ як ініціативна тематика окремими виконавцями розроблені питання, що стосуються міцності і довговічності сталевих канатів (проф. В.І.Сухинін, доц. С.В.Козупиця), природа механічного руйнування кам'яних матеріалів (доц., к.т.н. М.В.Бунін - автор теорії порошкового клина передруйнування твердих порід і ряду монографій з питань суті і математичного опису технічних проблем, у тому числі про природу процесу перемішування матеріалів бетонозмішувальними машинами).

К.т.н. В.М.Кіреєвим запропоновані конструктивні рішення шарнірів ківшевих ланцюгів екскаваторів, к.т.н. В.А.Горбуненко дано теоретичне обґрунтування порожнистих роликів опор поворотних пристроїв екскаваторів і кранів.

У післявоєнний період під керівництвом к.т.н. М.І.Подщеколдіна сформувалася кафедра ремонту машин, на якій отримали розвиток дослідження абразивного зносу робочих органів землерийних машин і розробка методів їх відновлення.

У зв'язку із зростаючою актуальністю автоматизації процесів будівельного виробництва в 1962 р. ХАДІ приступив до організації кафедри автоматики і обчислювальної техніки. Її очолив кандидат наук Віктор Павлович Ломакін. Після закінчення Харківського політехнічного інституту (ХПІ) його діяльність на Харківському електромеханічному заводі (ХЕМЗ) співпала з періодом удосконалення електричних приводів, що виготовляються для екскаваторобудування. Таким чином визначилися наукові інтереси молодого, здібного інженера і тематика його кандидатської дисертації, близька до профілю механічного факультету ХАДІ, де йому вдалося здійснити високий рівень учбового процесу, формування педагогічного колективу і науково-дослідної роботи кафедри. Була встановлена творча співпраця кафедри з такими гігантами машинобудування, як Ново-Краматорський, Уральський заводи. Створено науковий напрям - статистична динаміка і оптимізація комплексних екскаваторних систем, розробка якого пристосована до підсистеми копання була темою докторської дисертації Віктора Павловича. Подальша розробка цієї тематики його аспірантами створила заділ для відкриття на факультеті спеціальності „Автоматизація технологічних процесів і виробництв”. Кафедра автоматики, що працює в даний час під

керівництвом професора, доктора наук, заслуженого діяча науки України В.Е.Тирси, успішно готує спеціалістів даного профілю і здійснює підготовку наукових кадрів вищої кваліфікації.

Кафедрою будівельних машин Харківського інженерно-будівельного інституту (ХІБІ) завідує професор, д.т.н. М.С.Болотських, який організував комплекс досліджень засобів водопониження в будівництві. Надалі тематика наукових досліджень кафедри розширилася. Істотні результати досягнуті в створенні обладнання для набризгування бетонних сумішей І.А.Ємельянової - першою жінкою - доктором технічних наук в Україні за даною спеціальністю.

Під керівництвом проф., д.т.н. К.О.Олехновича, О.Г.Оніщенко в Полтавському інженерно-будівельному інституті проводяться дослідження по оптимізації параметрів обладнання для віброформування залізобетонних виробів.

З 1965 року наукові інтереси кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних машин і обладнання Національного університету водного господарства та природокористування (НУВГП), яку сьогодні очолює професор, д.т.н. С.В.Кравець, пов'язані зі створенням високопродуктивної техніки для будівництва і експлуатації меліоративних систем, підземних комунікацій, впровадженням техногенно-екологічних процесів розробки ґрунтів.

Основні напрямки наукової роботи кафедри:

- "Створення енергозберігаючих процесів багаторусної розробки ґрунтів при будівництві підземних комунікацій безтраншейним способом". Керівник - доктор технічних наук, професор Кравець С.В.;
- "Теоретичне і експериментальне обґрунтування оптимальних параметрів робочих органів меліоративних машин". Керівник - кандидат технічних наук, професор Зінь В.С.;
- "Основи теорії багаторусних розпушувачів талих ґрунтів". Керівник - кандидат технічних наук, професор Ткачук В.Ф.

Ми не ставили своєю метою достатньо повно відобразити внесок вчених ВУЗів, НДІ і колективів виробничих підприємств Радянського Союзу в розвиток техніки дорожнього будівництва. Приведені відомості можуть служити прикладами того, як в умовах планового народного господарства відстала в технічному відношенні країна, втягнута в спустошливі війни, змогла у відносно короткий історичний термін не тільки відновити, але майже повністю створити наново могутню базу будівельного машинобудування, яку роль в цій справі зіграв науковий потенціал вітчизняної системи вищої освіти.

1.3. Поняття про робочі процеси, режими роботи та основні показники, характеристики та якості машини

Конструкція машини повинна відповідати оптимальним для її призначення робочим процесам. Робочі процеси всіх видів будівельних машин, що є машинами-знаряддями, можуть бути розділені на відділяючі або зпущуючі матеріали (розпушувачі), що відділяють і переміщують матеріали (екскаватори, навантажувачі, скрепери, бульдозери), транспортуючі матеріали (різні види транспорту), що додають матеріалу певні контури поверхні і розміри (плануючі), густину (ущільнюючі), переробляючі матеріали на більш дрібні і більш однорідні фракції (дробарки, млини, бігуни), сортуючі матеріали на фракції різних розмірів (грохоти), промиваючі (очищаючі) матеріали, перемішуючі матеріали (змішувачі), оброблювальні матеріали (які надають їм певну форму і якість поверхні), що свердлять і пробивають отвори і свердловини, що забивають і витягують палі і шпунт.

Неважко бачити, що якщо розглядати робочі процеси за їх технологією, то найхарактерніші входять в шість основних груп, що охоплюють відділення, переміщення, переробку, сортування, обробку і змішування матеріалів. Кожна з цих груп робочих процесів може бути розбита на декілька різновидів залежно від характеру (фізичної суті) матеріалу і відповідної йому специфіки вживаного технологічного процесу. Так, відділення матеріалу може виконуватись зачерпуванням (сипкий матеріал), відколюванням (звичайно ударним,

віброударною дією при дуже міцному матеріалі), відривом (тиском при міцному матеріалі), різанням або копанням (матеріали середньої міцності). Можливі і інші варіанти. Аналогічно груповий процес переробки може здійснюватися роздавлюванням, розколюванням, вигином, ударом, стиранням або різними комбінаціями цих елементарних процесів.

Елементарні процеси або операції залежно від конструктивної і кінематичної схеми машини можуть проводитися, як вже було вказано, в певній послідовності, утворюючи робочі цикли (машини циклічної або неперервної дії, наприклад, одноківшевий навантажувач, кран, одноківшевий екскаватор), що повторюються, або одночасно (машини безперервної дії), більш менш тривало, з короткими перервами, викликаними технологією роботи (наприклад, багатоківшевий екскаватор, землесос, бетонозмішувач безперервної дії).

Як правило, циклічні машини володіють більш високими швидкостями і прискореннями, реверсивністю робочих рухів, великими зусиллями і відповідно більшою динамікою.

Кожний робочий процес машини-знаряддя характеризується різними його показниками - зусиллями, швидкостями окремих операцій, змінами їх величини (або коливаннями) напрямку (реверсивністю), тривалістю і безперервністю операцій. Реверсивність операцій викликає динамічні навантаження, пов'язані з пуском і зупинкою руху, так само як і швидкість, з якою змінюється швидкість руху, величина зусиль, зняття і додаток навантаження до робочого органа.

Зміни всіх цих показників в основному залежать від робочого середовища і неоднорідності умов роботи, конструкції машини і в цілому визначають навантаження робочих меха-нізмів, конструкцій і двигунів або режим роботи машини. Режими машини умовно ділять на три основні групи - з легким, середнім і важким, або (що краще) на шість груп - з дуже легким, легким, середнім, середньо-важким, важким і дуже важким режимом роботи (рис. 1.35).

Дуже легкий режим характеризується постійністю швидкості і напрямку робочих рухів. При цьому відношення найбільшого навантаження до середнього не перевищує 1,2; число включень механізму не виходить за межі 20...50 за годину. Звичайно при цьому і тривалість включень двигунів не перевищує 50...60% (відношення тривалості роботи під навантаженням до всього робочого часу). Цей режим роботи характерний для приводів машин змішувачів, машин для сортування і промивки кам'яних матеріалів, відцентрових насосів, насосів компресорів, вентиляторів і повітродувок.

Легкий режим характеризується швидкістю, нереверсивного або рідко реверсивного руху, що мало змінюється, при числі включень в годину від 50 до 100. При цьому можуть мати місце короткі „сплески” (вершини) навантаження, які не перевищують її середнє значення в 1,21...1,5 рази. Для часткового поглинання цих сплесків іноді застосовуються важкі маховики. До машин з цим режимом роботи відносяться ексцентричні грохоти, свердлильні машини, землесоси і багатоківшеві екскаватори при розробці дуже м'яких ґрунтів.

Середній режим характеризується відношенням найбільшої величини навантаження до середньої в межах 1,51...2,6 при змінній швидкості без зупинки руху і відносно незмінному напрямі робочого руху. Число включень в годину може досягати 200 при тривалій роботі машин під навантаженням. Цей режим характерний для більшості землерийно-транспортних машин при роботі в м'яких ґрунтах, а також навантажувачів і багатоківшевих екскаваторів при розробці ними м'яких і середньої міцності ґрунтів і одноківшевих екскаваторів при роботі в м'яких ґрунтах.

Середньо-важкий режим характеризується відношенням найбільшого навантаження до середньої в межах 2,6...3,0 при швидкості, що змінюється від нуля до максимуму при числі включень до 300 в годину. Цей режим характерний для навантажувачів і екскаваторів, а також землерийно-транспортних машин, що працюють в ґрунтах середньої міцності.

Важкий режим характеризується різкими перевантаженнями (вершинами навантажень), коли відношення найбільшого навантаження до середнього перевищує 3,0, а частота таких навантажень перевищує 2...3 протягом 10...15 с. При цьому швидкість робочих

рухів змінюється як за величиною, так і за напрямом, а число включень в годину може досягати 1200 при тривалій роботі. До машин, що працюють в такому режимі, відносяться бульдозери, розпушувачі, самохідні скрепери, одноківшеві екскаватори і навантажувачі при роботі в міцних ґрунтах, а також працюючі в тяжких умовах деревовали, каменедробильні машини (на м'яких породах) і т.п. Слід зазначити, що у землерийно-транспортних машин тривалі навантаження обмежені величиною зчеплення ходового обладнання з ґрунтом, що, проте, не знижує миттєвих вершинних навантажень робочих органів.

Дуже важкий режим характеризується майже ударними навантаженнями (розпушувачі, екскаватори, бульдозери при роботі в скельному ґрунті) із вершинами вище за середні навантаження в 4 і більше разів, при частоті 2000 в годину і більше, або явно вираженим ударним характером тривалої роботи. Останнє примушує відмовитися від жорсткого кінематичного зв'язку робочого органа з двигуном (інструмент і машини ударної і віброударної дії).

На рис. 1.35 показані експериментальні навантажувальні діаграми крутних моментів або потужностей двигунів, характерні для різних режимів роботи різних будівельних машин. За ними можна бачити подібність навантажень при копанні і заповненні ковшів і відвалів, наприклад, таких машин, як екскаватор з обладнанням драглайн, скрепер і бульдозер. Це природно, якщо взяти до уваги близькість характеру робочих процесів вказаних машин при копанні.

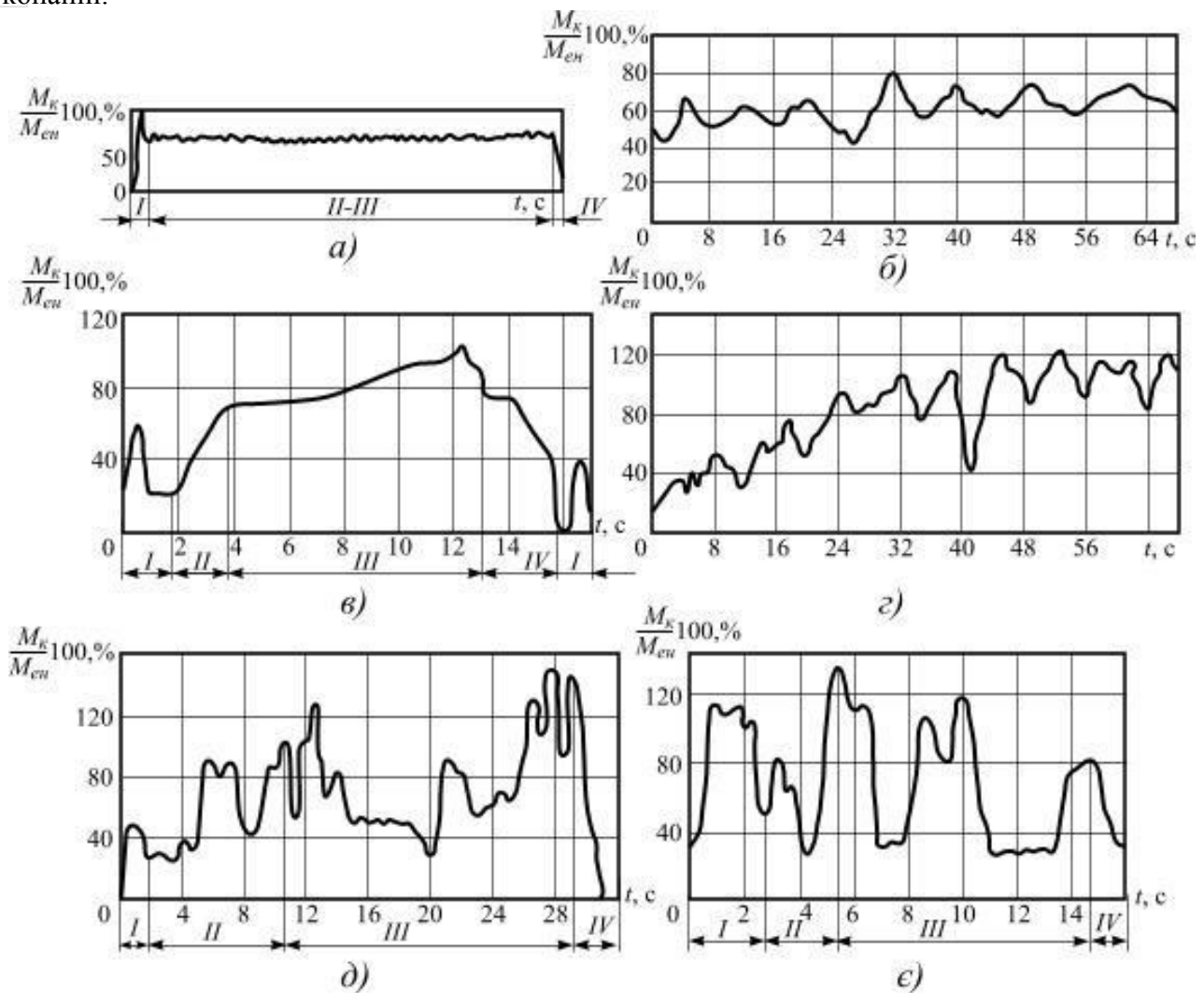


Рис. 1.35. Діаграми навантажень будівельних машин:

а - дуже легкий режим (відцентровий насос); *б* - легкий режим (свердильна машина по дереву); *в* - середній режим (одноківшевий навантажувач в м'якому матеріалі); *г* - середньо-важкий режим (скрепер в міцній глині); *д* - важкий режим (бульдозер в міцному ґрунті); *е* - дуже важкий режим (екскаватор в дуже міцному ґрунті) екскаватор з

обладнанням драглайна, скрепер і бульдозер

Задаючись на підставі експериментів і розрахунків найбільшими вірогідними навантаженнями, можна побудувати розрахункові навантажувальні діаграми, які є основним вихідним матеріалом при проектуванні машин, розрахунку їх на міцність і довговічність, виборі потужності і інших показників силового обладнання.

Кожному елементарному процесу, а тим більше кожній їх комбінації відповідає зазвичай одна оптимальна кінематична і конструктивна схема машини, але залежно від умов роботи і експлуатації можливо і декілька більш-менш рівноцінних рішень. Оптимальність рішення визначається основними техніко-економічними показниками роботи машини - вартістю одиниці продукції, витратою енергії і трудомісткістю процесу (продуктивністю праці) з врахуванням всіх робітників, зайнятих на машині і забезпечення її роботи. Природно, у складі цих показників велике значення мають призначення машини, характеристика робочого органа, продуктивність, маса і габарити машини, її складність, надійність і ремонтпридатність.

У призначенні машини вказується робочий процес, для якого служить машина (якщо він не зрозумілий з її найменування), характеристика робочого матеріалу і умови роботи. У відомості про матеріал включаються дані, які можуть впливати на характеристику робочого органа машини. До них відносяться, наприклад, величина шматків каміння, завантажуваних в дробарку, категорія ґрунту для землерийної машини, габарити і маса вантажів для підйомно-транспортних машин. Умови роботи повинні характеризувати їх вплив на продуктивність машини. До них відносяться режим роботи і умови робочого середовища (робота в приміщенні, на відкритому повітрі, температура, вологість, пиловатість і т. п.).

Маса машини. Розрізняють робочу масу з повним запасом пального і експлуатаційних матеріалів, конструктивну масу і транспортну масу в упаковці. Для деяких машин робоча маса рівна конструктивній. Для всіх машин, за винятком тих, які проводять роботу власною масою (котки, трамбівки), маса є негативним чинником і її прагнуть зменшити. Легкість машини не повинна йти в збиток жорсткості конструкції. Для оцінки якості машин має значення не стільки загальна її маса, скільки питома, віднесена до одиниці продуктивності, потужності або розмірів робочого органа (наприклад, на одиницю місткості ковша екскаватора, на 1 т вантажопідйомності крана, на 1 л місткості бетонозмішувача). Для переносних машин дуже важлива і загальна маса, яка визначає можливість і зручність перенесення і роботи з ними (наприклад, для ручних машин).

При призначенні маси машини важливо передбачити (для перевезення її без розбирання) відповідність маси вантажопідйомності транспортних засобів, а для великих моделей та ж вимога пред'являється до призначення маси окремих великих вузлів і деталей.

Габарити можуть бути розділені на габарити власне машини, які залишаються завжди постійними (наприклад, висота кабіни або кузова, довжина і ширина гусениць і т. п.), і габарити робочих органів машини, положення яких змінюється під час роботи. Ці габарити, що вимірюються звичайно від якої-небудь осі, називаються робочими розмірами (наприклад, виліт крана, винесення ножа грейдера і т. п.). Постійні габарити повинні бути мінімальними, оскільки це зменшує масу машини і необхідність розбирання при перевезеннях, підвищує її мобільність і маневреність. При призначенні цих габаритів, а також габаритів вузлів і деталей великих машин враховуються габарити наближення рухомого складу шосейних і залізних доріг.

Мінімальні габарити для більшості машин визначаються можливістю розміщення механізмів, зручностями обслуговування і ремонту, умовами стійкості і тиску на ґрунт, необхідністю забезпечення потрібних робочих розмірів.

До габаритів можна віднести кут в'їзду машини, а також кліренс - відстань від поверхні дороги до найнижчої точки рами ходового візка і розміри, пов'язані з прохідністю.

Робочі розміри визначаються умовами експлуатації і призначенням машини. Збільшення розмірів при збереженні решти параметрів призводить до зменшення продуктивності, підвищення споживаної потужності і маси машини. Тому робочі розміри

призначаються мінімально необхідними для виконання машиною її призначення.

Характеристика (розміри) робочого органа визначає потужність і модель (типорозмір) машини (наприклад, кран 15-тонний, 2000-літровий бетонозмішувач і т. п.).

Питома потужність машини на одиницю маси або розміру робочого органа також є споживаним показником, хоча і побічно, але яскраво характеризує її технічну продуктивність.

Продуктивність машини яка вказана в проектному завданні, звичайно є теоретичною або технічною. Перша виходить при розрахункових швидкостях окремих процесів, умовному розрахунковому матеріалі, розрахункових умовах і режимі безперервної роботи. Технічна продуктивність є максимальна практична продуктивність машини при безперервній роботі в даних умовах і повному використанні всіх її можливостей. Вона залежить не тільки від швидкостей (як теоретична), але і від зусиль, реалізованих на робочих органах машини. При цьому швидкості є не середніми розрахунковими, а розрахунковими для даних умов роботи. Для циклічних машин (неперервної дії) ці умови визначають продуктивність циклу, а спільно зі швидкостями - технічну тривалість і потужність машини. Для машин безперервної дії зусилля і швидкості безпосередньо визначають технічну продуктивність.

Якщо **теоретична продуктивність** є умовним модулем машини для порівняння її з такими ж показниками інших машин, то **технічна продуктивність** служить для порівняння дійсних якостей машин при безперервній роботі. Вона не визначає надійність і довговічність машин і, природно, не може (якщо вона правильно розрахована) бути перевищена на практиці (для даних умов). За технічною продуктивністю рекомендується визначати кількість і продуктивність транспортних засобів для переміщення продукції машини.

Експлуатаційна продуктивність машини - годинна, змінна, місячна або річна - на відміну від технічної враховує використання машини за часом, кваліфікацію машиніста і його стомлюваність в залежності від. легкості і зручності керування, оглядності, освітленості місця роботи, температури, мікроклімату кабіни, шуму, вібрації і інших ергономічних особливостей місця машиніста, а також умов роботи і тривалості робочої зміни. Використання машини за часом в режимі зміни враховує всі неминучі технологічні внутрішньо-змінні простої, викликані технологією і організацією роботи машин (пересування, зміна транспортних засобів, заправка, передача зміни, регулювання, виробництво бур-підривних робіт і т. п.).

Використання в режимі місячної і річної роботи враховує, крім того, в основному цілозмінні простої, викликані проведенням технічних оглядів і планово-запобіжних ремонтів, перекидань, монтажем і переобладнанням машин, якщо вони плануються, а також перервами через метеорологічні причини, якщо роботи проводяться в польових умовах. Експлуатаційна продуктивність враховує змінність робіт, розраховується за тривалий період, звичайно за рік, і визначає таким чином річний виробіток.

Складність машини визначається кількістю основних вузлів і деталей, а також масою машини. За інших рівних умов збільшення маси слід вважати ускладненням машини, оскільки це ускладнює обслуговування і ремонт. Приблизно можна вважати, що машина проста, якщо число деталей в ній не перевищує 1500, середньої складності, якщо число деталей коливається від 1501 до 3000, і складної, якщо число деталей перевищує 3000.

Ремонтпридатність визначається легкістю демонтажу, легкістю, точністю і надійністю монтажу всіх вузлів для ремонту, а також легкістю їх розбирання, легкістю, точністю і надійністю складання. Легкість цих операцій визначається доступністю вузлів і деталей, доступністю, простотою і надійністю місць і способів приєднання. Для забезпечення доброї ремонтпридатності машина повинна мати блокову конструкцію, при якій кожний вузол може вмонтовуватися і демонтуватися швидко і міцно, не вимагаючи демонтажу або розбирання інших вузлів. Надійність визначається здатністю будівельної машини або вузла працювати безперервно без відмов з паспортною продуктивністю протягом достатньо довгого часу, який в усякому разі не повинен бути менше 1% терміну служби до капітального ремонту для деталей і вузлів, що вимагають для заміни не більше 15 хв. і менше 3% того ж терміну для деталей і вузлів, що вимагають для заміни більшого часу. Іноді

задовольняються періодом безвідмовної роботи протягом зміни, що значно менше вказаних термінів, проте таке обмеження може призвести до недопустимого для сучасних машин збільшення часу на технічне обслуговування машин.

Довговічність машин і їх вузлів визначається терміном служби (числом годин роботи або напрацюванням продукції) в середніх умовах до капітального ремонту. Для сучасних машин цей термін повинен бути не менше вказаних в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

Орієнтовні терміни служби для машин, які проектується

Маса машини, т	Термін служби, тис.год.	Маса машини, т	Термін служби, тис.год.	Маса машини, т	Термін служби, тис.год.
до 0,15	6	4,5-13,5	30	361-1100	115
0,151-0,5	9	13,6-41	45	1101-3300	145
0,51-1,5	14	41,1-120	65	3301-10000	176
1,51-4,5	20	121-360	88	10001-20000	210

Терміни служби вузлів і деталей повинні встановлюватись в межах від 10% терміну служби машини до капітального ремонту для якнайменш складних і відповідальних і до 100% для найскладніших і відповідальних вузлів і деталей. Допускаються виключення для деталей, що піддаються особливо швидкому абразивному зносу (наприклад, зуби робочих органів).

Зусилля і швидкості ходового обладнання визначають здатність машини долати підйоми, а також її маневреність. Для машин, у яких переміщення є робочим рухом (транспортні і землерийно-транспортні машини), тягові зусилля і швидкість ходу визначають продуктивність машин. Тиск на ґрунт визначає можливість роботи машини в різних ґрунтах, а спільно з тяговими зусиллями і кліренсом - її прохідність.

Питома витрата енергії, пального, змащувальних та інших експлуатаційних матеріалів спільно з продуктивністю, надійністю, ремонтпридатністю, довговічністю, зручністю обслуговування і економічною ефективністю, а також дотриманням вимог економіки і тех.-нічної естетики визначає експлуатаційні якості машини.

Технічна естетика машини - її зовнішній вигляд, оформлення конструкції, кабін, кожухів і огорож, обробка щита керування, стінок і вікон кабіни, внутрішнє і зовнішнє забарвлення - впливає на відношення обслуговуючого персоналу до машини, на умови його роботи і продуктивність, сприяє дбайливому поводженню з машиною, підтримці на ній порядку і чистоти, полегшує виявлення різних неполадок.

Технологічність. Рациональна конструкція машини повинна не тільки забезпечити просте і легке її обслуговування, ремонт, монтаж і демонтаж, але і бути зручною для виробництва машини на заводі, для створення не тільки зручної технології виробництва, але і полегшуючої застосування таких технологічних прийомів, які б сприяли покращенню якості деталей вузлів і машини в цілому. В першу чергу сюди відноситься скорочення марок і профілів вживаного сортаменту металу, діаметрів отворів, осей і валів, допусків, посадок, різьблення, модулів зубчастих коліс і т.п., що використовуються. Правильне обмеження цих по-казників може дати не тільки велику економію у виробництві за рахунок уніфікації інструменту, пристроїв, оснащення і обладнання, але і різко скоротити витрати на ремонт і спростити обслуговування машин.

Не меншу вигоду може дати уніфікація деталей із збільшенням при цьому їх серійності і можливості застосування за цей рахунок сучасної технології виробництва. Заводи рідко випускають яку-небудь одну модель машини. Частіше при спеціалізованому виробництві випускається декілька типорозмірів машин одного призначення. В цьому випадку при раціональній конструкції частіше за все конструктивні і кінематичні схеми машин схожі і форма однойменних деталей також повинна бути однаковою. Це дозволяє уніфікувати технологічні процеси обробки, а часто інструменту і пристроїв, що також дає велику вигоду і скорочення термінів підготовки виробництва, якщо намічається випуск нової моделі

(типорозміру) по-дібної машини.

Всі ці особливості визначають так звану технологічність машини.

Технологічність машини визначається також простотою конструктивних форм деталей, правильним призначенням технологічних баз, доступністю оброблюваних площин для вимірювання і обробки, спрощенням заготовки і способом виготовлення (литво, зварювання, штампування, кування), кількістю деталей і їх уніфікацією. Найпростішими поверхнями є площина і циліндр, деталі, утворені ними є ідеальними з погляду простоти форми.

Технологічними базами називаються поверхні, що використовуються для точного встановлення деталі при обробці, паралельні або перпендикулярні до оброблюваних поверхонь.

За відсутності таких баз їх слід створювати спеціальними приливами на литві або виступами на поковках. Кількість і площа оброблених поверхонь повинна бути мінімальною, а сполучення цих поверхонь за можливістю перпендикулярним.

Доступністю називається можливість проводити обробку і вимірювання деталі нормальним інструментом без спеціальної установки деталі і спеціальних пристроїв.

Спрощення заготовки визначається таким конструктивним оформленням деталі, при якому зменшується припуск, об'єм стружки, що знімається (наприклад, заміна буртика на валу настановчим кільцем). Питання основного способу виготовлення розв'язується з урахуванням можливостей заводу і серійності деталі.

При індивідуальному виробництві зварювання економічніше литва і штампування або їх комбінації. Переведення на литво з машинним формуванням і металевими моделями може значно здешевити серійне виробництво.

За міцністю і надійністю зварювання слід вважати не поступається литву. В той же час кваліфікована техніка легованого литва з виконанням тонких стінок дозволяє йому конкурувати за масою із зварними деталями з низьколегованого прокату.

Якість матеріалів визначається часткою в машині високолегованих, легованих і термічно оброблених сталей.

Всі вказані вище параметри, а також ряд інших, специфічних для конкретних видів машин, характеризують конструкцію машини. У цілому машина повинна найкращим чином відповідати своєму призначенню при високій економічній ефективності, зручності керування, експлуатації, обслуговуванні і ремонті, бути конструктивною, тобто мати раціональну конструкцію деталей, кінематичну і конструктивну схеми, високу надійність і довговічність, задовольняти вимогам ергономіки, технічної естетики і бути технологічною, тобто забезпечувати можливість виготовлення найпродуктивнішими і економічними способами.

При проектуванні нової машини звичайно задаються тільки деякі найголовніші параметри її характеристики і виникає необхідність правильно визначити хоча б попередні значення інших.

1.4. Актуальні напрямки наукових досліджень в області вдосконалення землерийної, будівельної і дорожньої техніки

Розробка нових машин і комплексів, що забезпечують реалізацію безвідходної технології будівельного виробництва, економію енергетичних, матеріальних, трудових і екологічних витрат при виконанні всього комплексу робіт на всіх етапах промислового, цивільного, дорожнього, мостового і аеродромного будівництва обкреслює комплекс наукових проблем, рішення яких повинне забезпечуватися науковим і виробничим потенціалом галузі. Реалізація результатів досліджень повинна забезпечувати високий технічний рівень серійної продукції і розробку перспективних машин, що забезпечують корінне підвищення ефективності виробничих процесів у численних споживачів продукції галузі.

Аналіз тенденції науково-технічного прогресу і досягнень технології індустріального

будівництва дозволив виділити основні напрямки розвитку наукових досліджень, що визначають інтенсифікацію землерийної, будівельної і дорожньої техніки. Ці напрями обумовлені перш за все загальними тенденціями прискореного розвитку машинобудування, вимогами науково-технічної революції (НТР) і народного господарства країни. Сучасний стан НТР визначається розвитком наукових досліджень в області мікропроцесорного виробництва і роботизації напрямів. Мікропроцесорна техніка зумовила появу поколінь ЕОМ з штучним інтелектом, які дозволяють здійснити введення і виведення інформації у вигляді образів і звуків і виконувати операції самопрограмування. Роботизація виробництв визначає розвиток досліджень по реалізації досягнень машинобудування, мікропроцесорної техніки і ЕОМ в автоматах і роботах. Ці дослідження призводять до інтелектуалізації роботів і забезпечення можливості їх ефективного використання в будівництві. Вимоги технології будівництва і задачі інтенсифікації будівельного виробництва визначають основні напрями розвитку наукових досліджень в області вдосконалення підйомно-транспортної, землерийної, будівельної і дорожньої техніки (рис. 1.36). **Перший напрям** визначає дослідження проблем підвищення показників надійності, конкурентоспроможності і екологічних властивостей машин (рис. 1.37). Реалізація результатів цих досліджень дозволяє здійснювати в кожному поколінні машин більш високий рівень ефективності. Основна задача досліджень полягає у виявленні і здійсненні заходів, які забезпечують підвищення показників безвідмовності, довговічності, ремонту-придатності і рівня технічного обслуговування. Вказані дослідження вирішують перераховані проблеми найбільш економічно і в повному об'ємі на етапі проектування і виробництва. Це особливо важливо для високоефективних, автоматизованих багатоцільових машин для яких вимоги до надійності і збільшення терміну служби істотно підвищуються. Результати досліджень повинні забезпечувати значно менший об'єм робіт по технічному обслуговуванню. Заслужують уваги дослідження по використанню обладнання із збільшеним періодом між операціями по технічному обслуговуванню, з централізованим мащенням і керуванням від бортової ЕОМ, з високоефективними фільтрами, з модульною компоновкою, що забезпечує легкий доступ до вузлів, з груповим розташуванням і сервісом елементів, що вимагають частого обслуговування. Важливо також виявити вузли для вбудови діагностичних систем з індексацією даних на приладовій панелі.

Основні напрямки розвитку наукових досліджень в області вдосконалення підйомно-транспортної, землерийної, будівельної і дорожньої техніки по економії матеріальних, енергетичних, трудових і екологічних ресурсів у народному господарстві	
Дослідження по підвищенню якості, показників надійності, конкурентоспроможності і екологічних властивостей машин	1
Дослідження по автоматизації, комп'ютеризації, роботизації машин на основі електронізації і використання мікропроцесорної техніки і міні ЕОМ	2
Дослідження по вдосконаленню систем і комплексів машин, їх уніфікації для різних умов будівництва	3
Дослідження, напрямом підвищення ефективності і інтенсифікації робочих органів машин	4
Дослідження по вдосконаленню систем приводів і енергетичних установок машин	5
Дослідження по підвищенню ефективності використання систем автоматизованого проектування (САПР), дослідження (АСНІ) і гнучких автоматизованих будівельних виробництв (ГАБВ)	6

Рис. 1.36. Основні напрямки розвитку наукових досліджень по вдосконаленню землерийної, будівельної і дорожньої техніки на перспективу до 2010...2015 р.р.

Велике значення мають дослідження методів і засобів підвищення ергономічних і екологічних якостей машин і їх конкурентоспроможності. Не всі параметри виявлені по застосуванню сидінь з регульованими характеристиками, систем керування, що адаптуються, активних систем гасіння коливань в широкому діапазоні частот і амплітуд.

Актуальними залишаються дослідження по оптимізації забезпечення звукоізоляції кабін, пристроїв по зниженню загазованості, пилу і температурного комфорту. Актуальними є дослідження обладнання і систем захисту оператора при перекиданні машини і падінні на кабінку сторонніх предметів, використання сигнальних датчиків, що блокують пристрої, систем аварійного гальмування, пробіскових вогнів, звукової сигналізації та ін.

Важливою проблемою залишається розробка методів підвищення конкурентоспроможності машин, естетичного оформлення, системи сервісного обслуговування. Однією з найважливіших теоретичних задач, рішення якої має велике практичне значення є розробка науково-обґрунтованих методів визначення технічного рівня продукції, що випускається. Методика повинна передбачати аналіз перспективних показників ефективності з випередженням на 5-15 років, підвищення вимог до техніко-економічних показників і заходів щодо підвищення надійності і забезпечення на цій основі випуску і постановку на виробництво перспективних машин з істотним випередженням кращих зразків техніки за основними показниками.

Перспективні наукові дослідження по підвищенню якості, показників надійності, конкурентоспроможності і екологічних властивостей машин	1
Дослідження по підвищенню міцності, показників без відмовності і довговічності, використання уніфікованих виробів, нових матеріалів (металів і неметалів) з високими технічними властивостями і нових технологій	1.1
Дослідження по створенню конструкції з мінімальним об'ємом робіт по технічному обслуговуванню	1.2
Дослідження по створенню конструкцій, що володіють високою ремонтопридатністю	1.3
Дослідження по забезпеченню високої пристосованості конструкцій до діагностики	1.4
Дослідження по забезпеченню високих показників техніки безпеки	1.5
Дослідження по підвищенню ергономічних якостей машин з урахуванням роботи в екстремальних умовах	1.6
Дослідження по підвищенню екологічних якостей машин	1.7
Дослідження по підвищенню естетичних показників машини	1.8
Дослідження по створенню на рівні винаходів машин, які перевершують кращі конкуруючі зразки техніки	1.9
Дослідження по забезпеченню високого рівня організації системи сервісного обслуговування машин в умовах експлуатації	1.10
Розробки теоретично і експериментально обґрунтованих методів оцінок технічного рівня об'єктів техніки з урахуванням випередження на 5-15 років	1.11

Рис. 1.37. Перспективні наукові дослідження по підвищенню якості, показників надійності, конкурентоспроможності і екологічних властивостей машин

Другий напрям характеризується дослідженням проблем, що стосуються широкої автоматизації і роботизації машин на базі досягнень мікропроцесорної техніки і використання ЕОМ (рис. 1.38). Тут важливі дослідження по створенню автоматизованої техніки, яка забезпечує інтенсифікацію робочих процесів і транспортування і яка полегшує працю операторів по керуванню агрегатами.

Наукові дослідження по автоматизації машин повинні бути направлені на рішення задач по вдосконаленню традиційних систем керування і по створенню принципово нових систем: програмного керування координатами робочих органів з метою реалізації заданої траєкторії руху, наступних систем керування, в тому числі потоками потужності, оптимального керування робочими процесами інформаційних пристроїв контролю і електронодіагностичних систем. Велике значення мають дослідження режимів роботи, що адаптуються, а також по використанню методів і засобів дистанційного керування машинами. Інтерес представляє вивчення мікропроцесорних систем, які обробляють сигнали від датчиків за програмами оптимального протікання робочого процесу. Важливо з високою економічністю забезпечувати заданий профіль оброблюваної поверхні на базі лазерної техніки.

Найперспективнішим напрямом є дослідження по роботизації будівельного виробництва, створення будівельних роботів, здатних здійснювати всі робочі операції, передбачені технологією автоматично без участі людини.

Наукові дослідження по автоматизації, комп'ютеризації і роботизації землерийних машин на основі електронізації і використання мікропроцесорної техніки і міні ЕОМ	2
Дослідження по автоматизації керування ходовими пристроями і робочими органами машин	2.1
Дослідження по автоматизації контролю агрегатів машин, діагностика підсистеми	2.2
Дослідження по автоматизації дистанційного керування машинами, маніпуляторами і роботами	2.3
Дослідження по автоматизації з адаптацією робочих органів	2.4
Дослідження по роботизації машин і маніпуляторів для систем операцій технологічних процесів	2.5
Дослідження по автоматизації комплексів машин, створення гнучких автоматизованих будівельних виробництв (ГАБВ)	2.6

Рис. 1.38. Основні напрямки розвитку наукових досліджень по автоматизації, комп'ютеризації використання мікропроцесорної техніки і роботизації машин

Необхідно ширше розвернути дослідження по створенню сприймаючих пристроїв, датчиків сил, моментів і систем керування, виконаних на базі мікроелектроніки. Важливо виявити ефект застосування електронних пристроїв в частині інтенсифікації роботи, економіки енерговитрат, безпеки обслуговуючого персоналу, збільшення надійності і підвищення точності виконання операцій. Необхідні дослідження перспективних єдиних електронних пристроїв і систем, в яких датчики пристроїв керування і попереджувальної

сигналізації, модулі дисплеїв з'єднані в один блок; пристроїв з сигналізаторами мови, призначених для подолання ускладнень, пов'язаних з недостатньою швидкістю прочитування інформації з приладів операторами, втратою чіткості зорового сприйняття, а також позбавляє операторів від необхідності відволікатися від візуальних спостережень за обстановкою при керуванні машиною. Інтерес представляють дослідження допоміжних пристроїв з мікро ЕОМ, які дозволять навіть недосвідченим операторам підвищувати продуктивність; нових поколінь лазерних пристроїв для планувальних робіт у поєднанні з електронними керуючими системами для роботи в нічний час.

Третій напрям визначається рішенням наукових проблем, пов'язаних з інтенсифікацією будівництва на основі розвитку систем машин різного призначення, уніфікації, широкого використання методів модульного проектування, ресурсозберігаючих технологій і створення системи механізованого інструменту (рис. 1.39). Будівельне і дорожнє машинобудування є в основному багатомономенклатурним і дрібносерійним виробництвом. У цих умовах найшвидшу віддачу в частині підвищення ефективності продукції галузі на найближчу пер-спективу можна отримати від реалізації науково обгрунтованих заходів щодо уніфікації і заснованої на ній спеціалізації виробництва.

Тут крім адміністративно-організаційних заходів необхідно здійснити дослідження методів оптимізації уніфікації з урахуванням показників надійності деталей, вузлів, агрегатів і систем землерийних, будівельних, дорожніх і комунальних машин і перш за все рульових механізмів, гідромеханічних коробок, модульних планетарних редукторів, опорно-поворотних пристроїв, системи гідравлічного обладнання, кабін, гусеничних і колісних ходових систем і т.д.

Наукові дослідження по вдосконаленню систем і комплексів машин для різних умов будівництва	3
Дослідження по обгрунтовуванню випуску основних типів машин на підставі модульного проектування, стандартизації, уніфікації і масового виробництва уніфікованих виробів широкого застосування	3.1
Дослідження по створенню оптимальної структури машин для комплексної механізації і автоматизації робіт в різних умовах будівництва	3.2
Дослідження по розширенню номенклатури і вдосконаленню конструкції механізованого інструменту, розробка оптимальних нормокомплектів	3.3
Дослідження по створенню систем машин і комплексів на основі використання енергозберігаючих пристроїв	3.4

Рис. 1.39. Наукові дослідження, які направлені на вдосконалення систем і комплексів машин для різних видів і умов будівництва

Важливо поглибити дослідження по створенню оптимальних структур систем машин, типорозмірних рядів уніфікованих конструктивно-розмірно-подібних машин на базі модульного проектування із забезпеченням широкої спеціалізації і кооперації виробництва. Зростаючі об'єми робіт в окремих труднодоступних районах вимагають розвитку досліджень систем спеціальних машин. Однією з важливих задач є створення методів використання ресурсозберігаючих технологій і принципів згортання декількох традиційних дій в одну операцію.

Четвертий напрям досліджень торкається рішення проблем подальшого підвищення ефективності машин і їх робочих органів в цілях істотного підвищення виробничо-

технологічних якостей машини на базі використання досягнень науки, техніки і передового досвіду (рис. 1.40). Воно включає два основні піднапрями досліджень: по вдосконаленню машин на базі традиційних методів дії на середовище і по використанню нових ресурсозберігаючих ефектів. Перша група задач охоплює раніше всього дослідження по створенню машин великої продуктивності і одиначної потужності 400...1500 кВт і більше.

Загальна чисельність робітників на будівництві перевищує 5 млн. людей, з них більше 40% зайняті ручною працею. Найважливішою задачею є організація досліджень по створенню машин для ліквідації ручної праці в будівництві і перш за все по розробці малогабаритної техніки потужністю 5...30 кВт як наслідок зростаючих об'ємів розосереджених, обмежених і різноманітних робіт по реконструкції виробництва.

Зростаюча вартість машин, оснащених автоматизованими системами, труднощі з трудовими ресурсами призводять до необхідності розвивати і поглиблювати дослідження по створенню універсальних машин з багатоцільовими робочими органами і будівельних маніпуляторів. Вимагає обґрунтованого рішення комплекс задач по оптимізації номенклатури, параметрів і режимів роботи змінного обладнання для багатоцільових базових шасі і створення на цій основі системи машин для утримання і ремонту доріг.

Важливий напрям досліджень полягає у вивченні і створенні робочих органів, що володіють властивостями широкої адаптації до умов і видів робіт. Вимагають дослідження бульдозери з багатоцільовими відвалами, з керованими виступаючими ножами, відвали з двоножовою системою копання, з кутом різання, що змінюється, обладнання з щелепним захопленням; розпушувачі з послідовно розташованими зубами встановленими на різну глибину, скреперні ковші з двоножовою системою копання, з шнекогвинто-елеваторною системою завантаження ковша та ін.

Наукові дослідження по підвищенню ефективності та інтенсифікації робочих органів		4	
Напрямок по вдосконаленню традиційних методів впливу на середовище	4.1	Направлення на використання нових ресурсозберігаючих ефектів	4.2
Дослідження по створенню машини великої одиничної потужності, вантажопідйомності та	4.1.1	Дослідження по використанню антифрикційних матеріалів	4.2.1
Дослідження по створенню машин малих розмірів та потужності (міні-машин) для малооб'ємних робіт в тісних умовах будівництва та реконструкції	4.1.2	Дослідження по використанню ефектів газоповітряної подушки	4.2.2
Дослідження по енергонасиченню машин та підвищенню швидкостей	4.1.3	Дослідження застосування ефектів газової динаміки	4.2.3
Дослідження по оснащенню машин легкознімними робочими органами	4.1.4	Дослідження по застосуванню ефектів	4.2.4
Дослідження по створенню машин з багатоцільовими та робочими органами, які адаптуються	4.1.5	Дослідження по застосуванню термічного	4.2.5
Дослідження по створенню багатоцільових маніпуляторів	4.1.6	Дослідження по застосуванню впливу	4.2.6
Дослідження по активізації робочих органів машин	4.1.7	Дослідження по використанню ефекту плазмового впливу	4.2.7

Рис. 1.40. Наукові дослідження по підвищенню ефективності та інтенсифікації робочих органів машини

Дослідження по створенню машин, основу робочих процесів яких складають нові фізичні ефекти, представляють **п'ятий - найперспективніший напрям** (рис. 1.41). Велике значення має розробка методів інтенсифікації робочих процесів шляхом зниження сил тертя при русі інструменту в середовищі на базі використання: антифрикційних матеріалів, термічних ефектів, електрофізичних методів, гідравлічного мащення, газоповітряного мащення та ін. Перспективними є дослідження по розробці конструкцій, пов'язаних з використанням досягнень газо- та гідродинаміки для інтенсифікації руйнування, ущільнення і переміщення середовища. Дослідження нових ефектів повинні бути направлені на отримання принципово нових технологічних процесів і машин.

Дослідження по вдосконаленню дизельних двигунів представляють найважливішу задачу. Це зв'язано з тим, що на найближчу перспективу такі двигуни будуть основним джерелом енергії будівельної і дорожньої техніки. Двигуни з електронним керуванням забезпечують підвищення коефіцієнта корисної дії, економію палива, чистий вихлоп і зниження шуму до 80 децибел. Необхідні дослідження по використанню газотурбінних двигунів на мобільних машинах. Реалізація цього напрямку пов'язана з проблемою створення економічної газової турбіни. Чекають, що в перспективі основним джерелом енергії будуть водневі двигуни і паливні елементи. Ця тенденція обумовлена посиленням вимог з охорони довкілля.

5	Наукові дослідження по вдосконаленню системи приводів і енергетичних установок землерийних машин
5.1	Дослідження по вдосконаленню гідрооб'ємного привода і гідрофікації машин
5.2	Дослідження по використанню більш ефективних дизельних двигунів з мікропроцесорним керуванням
5.3	Дослідження по утилізації дешевих палив
5.4	Дослідження по використанню газотурбінного привода з електро- і гідроприводом
5.5	Дослідження по використанню водневих двигунів і паливних елементів

Рис. 1.41. Наукові дослідження, направлені на вдосконалення систем приводів і енергетичних установок машин

Важливим напрямом досліджень є роботи по регенерації теплоти в теплових установках будівельних і дорожніх машин. Однією з головних задач є розробка методів розрахунку і оптимізації параметрів енергозберігаючих приводів робочих органів. Використання нових керамічних матеріалів дозволяє істотно підвищити економічність енергетичних пристроїв дорожніх машин.

Шостий напрям (рис. 1.42) визначають комплекс досліджень однієї з важливих тенденцій розвитку машинобудування як системи виробництва нової техніки і включає дослідження проблем використання засобів і методів автоматизованого проектування, дослідження і виробництва машин з метою скорочення часу і ресурсів, підвищення якості проектно-конструкторських робіт і темпів пошуку нових рішень. Ці дослідження пов'язані із створенням будівельних виробництв на основі гнучких автоматизованих систем (ГАСП). Сьомий напрям торкається розвитку досліджень в області науково-методичних проблем підвищення ефективності використання техніки за рахунок удосконалення структури і

підвищення ефективності підготовки і перепідготовки кадрів в умовах перебудови народного господарства і електронізації машин. Система датчиків сил опорів і моментів в системі зворот-

6	Наукові дослідження по підвищенню ефективності використання систем автоматизованого проектування (САПР); дослідження (АСНІ) і гнучких автоматизованих будівельних виробництв (ГАП) на етапах створення і ...
6.1	Дослідження по ефективному використанню оперативних інформаційно-пошукових систем (ІСП) про найважливіші вітчизняні і зарубіжні досягнення в області землерийної будівельної і дорожньої техніки
6.2	Дослідження по використанню і розробці математичного забезпечення для автоматичного розрахунку машин
6.3	Дослідження по використанню і розробці математичного забезпечення блоково-модульного принципу проектування для автоматизованого проектування машин
6.4	Дослідження по використанню і розробці математичного забезпечення для систем автоматизованого дослідження машин
6.5	Дослідження і розробка математичного забезпечення для використання гнучких автоматизованих будівельних виробництв

Рис. 1.42. Основні напрямки наукових досліджень по підвищенню ефективності використання систем автоматизованого проектування (САПР) і дослідження (АСНІ) на етапі створення і експлуатації машин

ного зв'язку від робочого органа до його привода забезпечує автоматичний вибір оптимальних режимів роботи машини і істотне підвищення на 10...20% продуктивності. Продуктивність машин з традиційною, не автоматизованою системою керування істотно залежить від кваліфікації оператора. Використання САУ дозволяє забезпечити більше 90% потенційної продуктивності машини незалежно від рівня підготовки оператора. Автоматизація керування машиною вимагає по новому організувати систему підготовки інженерів, операторів і наладників машин з вбудованим мікропроцесорним обладнанням. Підготовка інженерних кадрів повинна здійснюватися на базі інтеграції ВУЗів з виробництвом за цільовим принципом. Організаційні та методичні основи підготовки спеціалістів повинні бути побудовані із врахуванням перспективних вимог розвитку галузі із випередженням на 5...10 років та широкого використання ЕОМ, САПР, та АСНП.

Висновки: цілеспрямований розвиток досліджень по істотному підвищенню та ефективності і інтенсифікації землерийних, будівельних і дорожніх машин вимагає нової організації і більш оперативної координації наукових досліджень в галузях. НДР повинні виконуватися на повному госпрозрахунку і самоокупності. Планування виконання таких замовлень повинне передбачати виділення ресурсів не тільки на дослідження, але що дуже важливо, і на реалізацію результатів досліджень в промисловості.

НТР міністерств, ведучі НВО машинобудівної галузі повинні спільно з ВАК України і ДКНТ розглянути положення, що склалося в галузі з науковими кадрами вищої кваліфікації, докторами і кандидатами наук і перш за все за найперспективнішими напрямками розвитку науки і техніки. Весь цей комплекс питань повинен бути розглянутий із затвердженням пропозицій по реалізації відповідних заходів, в яких необхідно відобразити позиції цільової матеріальної допомоги - ВУЗам і перш за все в частині оновлення матеріальної бази ВУЗівських лабораторій. Це дозволить більш ефективно розвернути перспективні цільові дослідження для галузей і підготовку на цій основі відповідних фахівців.

1.5. Загальні відомості про машини для земляних робіт

Характеристика і умови застосування машин для земляних робіт. Загальні

відомості про земляні роботи і споруди.

Основна мета земляних робіт - будівництво земляних споруд і видобуток корисних копалин будівельних матеріалів.

Земляні споруди створюються вирізанням їх у ґрунтовому масиві з видаленням зайвого ґрунту або відсипанням із ґрунту, що добувається в спеціальних резервах або кар'єрах, який доставляється на місце зведення споруди і ущільненого до необхідного ступеня.

Види, форма і розміри земляних споруд визначаються їх призначенням і можуть залежати від рельєфу земляної поверхні. До них відносяться сплановані площадки, котловани, траншеї, дамби, канали, греблі, дорожні виїмки, насипи і т.д. Наприклад, для нормального руху транспорту підйоми і спуски на дорогах не повинні перевищувати визначених величин, що досягається зрізанням ґрунту в одних місцях і зведенням насипу в інших.

Для аеродромів необхідно створювати великі горизонтальні площадки. У природних умовах такі площадки зустрічаються тільки в степових зонах, тому для досягнення горизонтальності потрібно зрізати горби і засипати западини.

У гідротехнічному будівництві при спорудженні гідроелектростанцій відривають котловани, відсипають греблі і виконують інші земляні допоміжні роботи. Великі обсяги земляних робіт виконуються в міському будівництві, при видобутку корисних копалин будівельних матеріалів (глини для виготовлення цегли, керамзиту і перліту; піску і гравію для бетону, природного каменю для стінових конструкцій і ін.). Після розкриття корисних копалин виробляється його виїмка.

У залежності від положення земляних споруд щодо первісної поверхні землі розрізняють виїмки і насипи.

Звичайне чергування виїмок і насипів дозволяє використовувати для зведення насипів ґрунт, що видаляється з виїмок. Якщо ґрунт із виїмок непридатний для насипів або його більше, ніж потрібно, його вкладають у відвали. Якщо ґрунту виїмок недостатньо для зведення насипів, його доставляють з кар'єру, що спеціально відривається, або з резервів уздовж насипів, як це звичайно робиться в дорожньому будівництві. В усіх випадках проектування і будівництва каналів, доріг і інших земляних споруд прагнуть врівноважувати (балансувати) обсяги виїмок і суміжних з ними насипів, щоб скоротити витрати на провадження робіт. У виїмках виконують траншеї для прокладання водопроводів, нафто- і газопроводів, ліній зв'язку, русла каналів, земляне полотно для автомобільних і залізничних доріг, котловани різного призначення (рис. 1.43).

Траншея (рис. 1.43, *а*) утворюється дном і бічними вертикальними стінками, а канал - дном і укосами виїмки з боків (рис. 1.43, *б*). Полотно дороги у виїмці обмежується з боків кюветами - канавами для збору і відводу осадочних і талих вод.

Котловани (рис. 1.43, *і*) служать для влаштування фундаментної і підвальної частин наземних споруд. Їх обрис у плані і глибина залежать від обрису, призначення і конструкції зведеної споруди. Дно котловану може бути плоским і східчастим, а його укосам додають ухил для запобігання від обвалення ґрунту. Для в'їзду в котлован і виїзду з нього будівельних і транспортних машин відриваються з'їзди і виїзди з таким ухилом, щоб машини могли його переборювати.

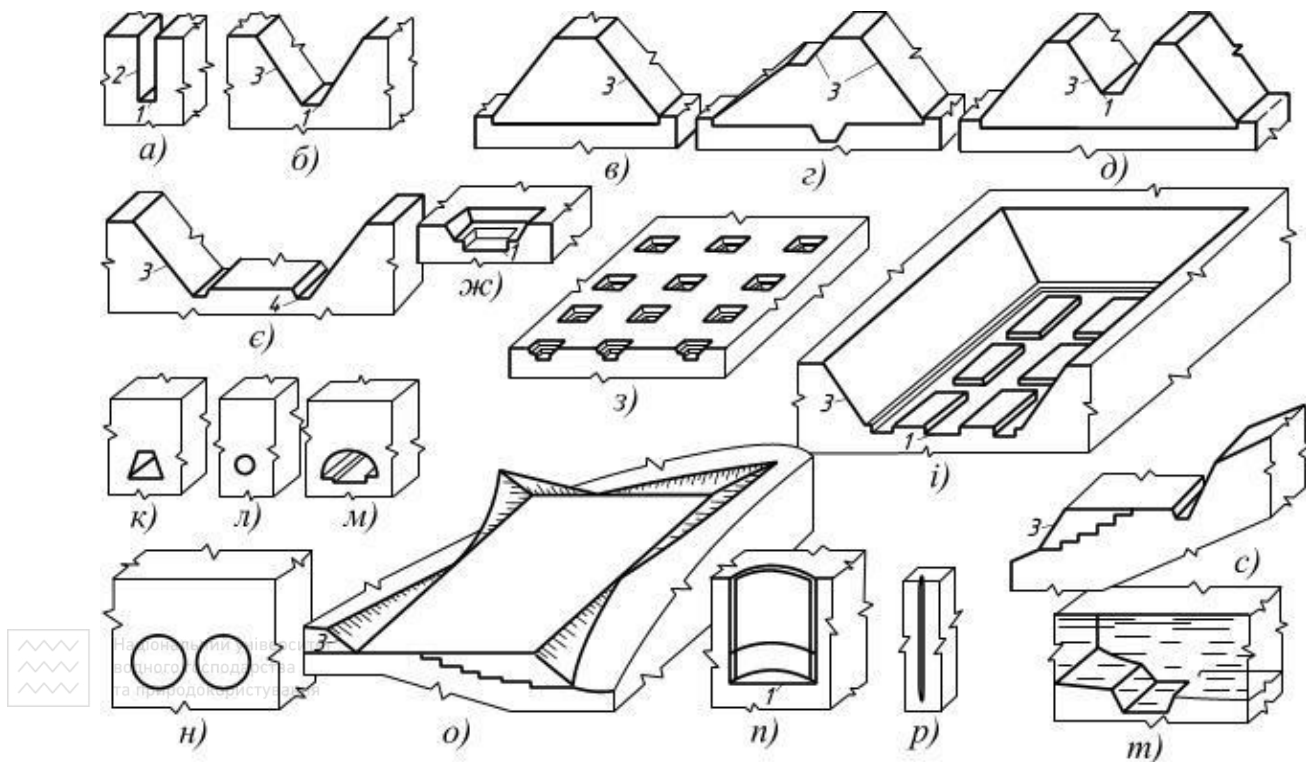


Рис. 1.43. Види земляних споруд:

а - траншея; *б* - канал; *в* - дамба; *г* - гребля; *д* - канал в насипі; *е* - дорожня виїмка; *ж* - котлован під фундамент вежі; *з* - система фундаментів під колони споруд; *і* - котлован під фундамент будинку; *к, л, м, н* - підземні виробітки (для штольні, труби, каналізаційного колектора, тунелю метрополітену); *о* - площадка; *п* - виїмка для опускаючого колодязя; *р* - бурова свердловина; *с* - напіввиїмка-напівнасип; *т* - підводна траншея; 1 - дно (траншеї, каналу, котловану, опускаючого колодязя); 2 - бокова стінка траншеї; 3 - боковий відкос (канал дорожньої виїмки, котловану, насипу, греблі, дамби); 4 - водовідвідний кювет

Насипи (рис. 1.43, *в, г, д*) відсипають тільки з ґрунтів, придатних для зведення земляних споруд (пісків, супісків, суглинків і ін.). Ґрунти в насипи повинні бути добре ущільнені і володіти достатньою несучою, здатністю.

Насипи зводять для влаштування доріг у низинній місцевості, проведення каналів через западини, спорудження дамб, гребель і т. п. В деяких випадках насипи досягають великої висоти - декількох десятків метрів. З боків насипи обмежуються укосами, що додають їй стійкість і міцність.

У напіввиїмках - напівнасипах (рис. 1.43, *е*) споруджують канали і прокладають дороги.

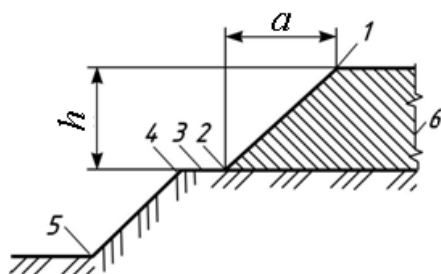


Рис. 1.44. Елементи земляних споруд:

1 - брівка насипу; 2 - підшва насипу; 3 - берма; 4 - брівка виїмки; 5 - підшва виїмки; 6 - вісь насипу

Окремі елементи земляних споруд мають свої найменування (рис. 1.44): брівка - верхня крайка укосу; підшва - нижня крайка укосу; берма - уступ між підшвою верхнього укосу і брівкою нижнього. Відношення закладення укосу до його висоти (a/h).

Особливості виконання земляних робіт.

Виконання земляних робіт звичайно складається з трьох основних операцій: відділення від масиву і захоплення ґрунту, його переміщення і потім укладання в споруди або відвал.

У зв'язку з різноманітністю умов і задач земляні роботи виконують за різними технологічними схемами, що є предметом спеціального вивчення з

дисципліни „Технологія будівельного виробництва”.

Технологічна схема виробництва земляних робіт од ноківшевим екскаватором (рис.

1.45), обладнаним прямою лопатою, зворотною лопатою або драглайном, застосовується при влаштуванні котлованів для зведення будинків. Розроблюваний ґрунт при цьому навантажують екскаватором у транспортні машини, звичайно автомобіліса-москиди, і доставляють або у відвал (що менш раціонально), або в одночасно зведений насип, де ґрунт вивантажується, розрівнюється і ущільнюється.

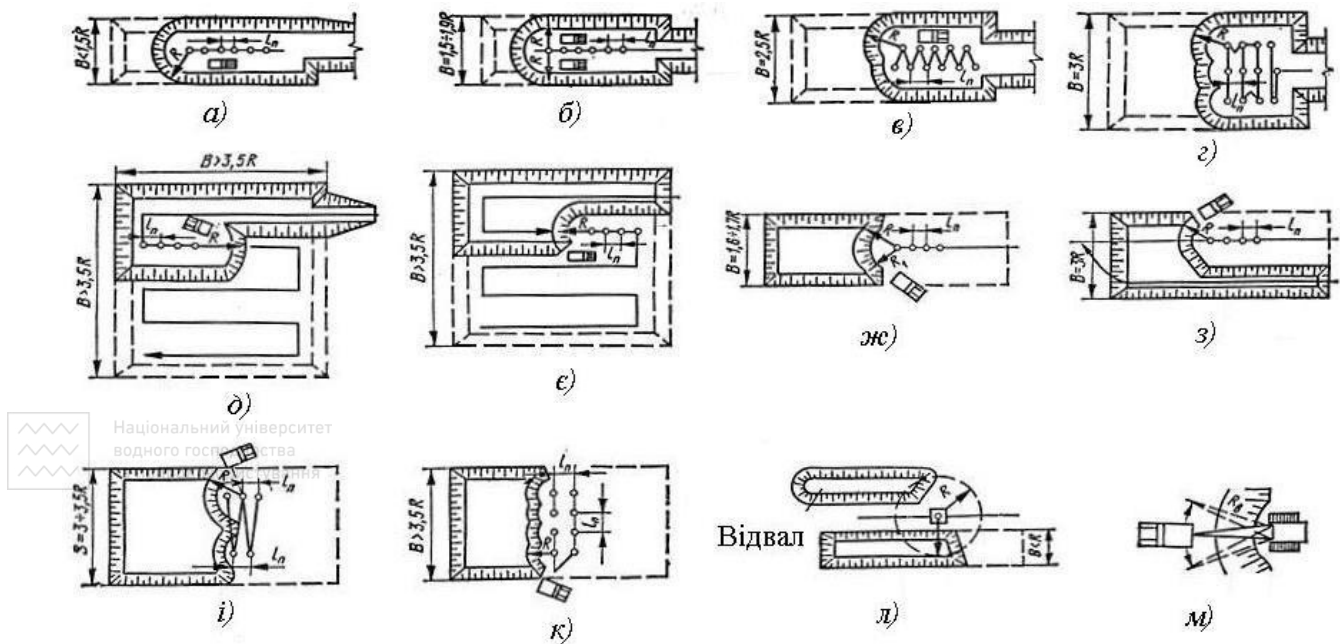


Рис 1.45. Схеми відривки котлованів:

а - лобовою проходкою з одностороннім завантаженням в транспортну машину; *б* - те ж, з двостороннім завантаженням в транспортні машини; *в* - розширеною лобовою проходкою із зигзагоподібним переміщенням екскаватора; *г* - те ж, з переміщенням екскаватора поперек котловану; *д* - боковою проходкою екскаватора, обладнаного прямою лопатою; *е, ж, з* - торцьовою проходкою вздовж котловану екскаватором, обладнаним зворотною лопатою; *і, к* - те ж, при проходках поперек котловану; *л* - боковою проходкою; *м* - поперечно-човниковою проходкою екскаватором-драглайном

Безтранспортна схема застосовується при влаштуванні протяжних виїмок, наприклад каналів. У цьому випадку ґрунт, розроблюваний екскаватором, обладнаним зворотною лопатою або драглайном, укладається вздовж каналу з наступним розрівнюванням або утворенням кавальєрів.

Безтранспортні схеми виробництва землерийних робіт розповсюджені також у кар'єрах для видобування корисних копалин. Після видобування корисних копалин залишається вироблений простір, що може бути заповнений ґрунтами, розробленими над пластом корисних копалин. Для цього екскаватор, обладнаний прямою лопатою, відпрацьовує уступ кар'єру, знаходячись на пласті корисних копалин (рис. 1.46). Розроблюваний ним ґрунт укладається у вироблений простір. На протилежній відвальній стороні кар'єру встановлюється екскаватор-драглайн, який видаляє від пласта корисних копалин ґрунт, що укладається першим екскаватором.

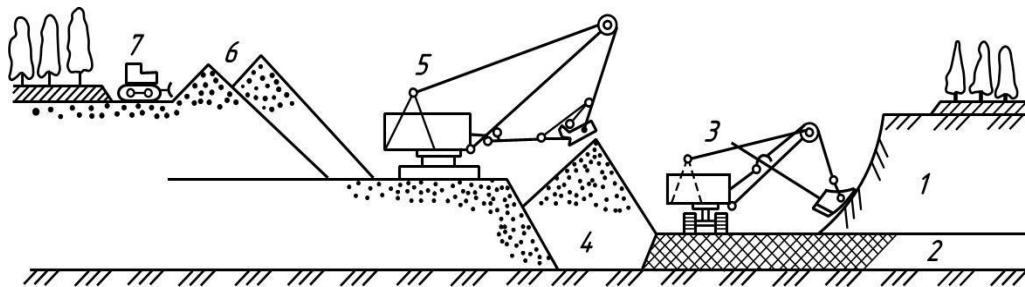


Рис. 1.46. Виробництво земляних робіт в кар'єрі за безтранспортною схемою:

1 - ґрунти, які покривають корисні копалини; 2 - корисні копалини; 3 - екскаватор, обладнаний прямою лопатою; 4 - проміжний відвал ґрунту; 5 - екскаватор-драглайн; 6 - кінцеві відвали; 7 - планування відвалу; 8 - відновлення зелених насаджень

У процесі будівництва автомобільної дороги об'єм і види земляних робіт визначаються в основному категорією дороги та рельєфом місцевості. Загальна класифікація передбачає п'ять категорій доріг.

Розміри і форма земляного полотна на різних ділянках дороги залежать від рельєфу місцевості та поздовжнього профілю дороги, а також від ґрунтових, гідрологічних і гідрогеологічних умов (рис. 1.47).

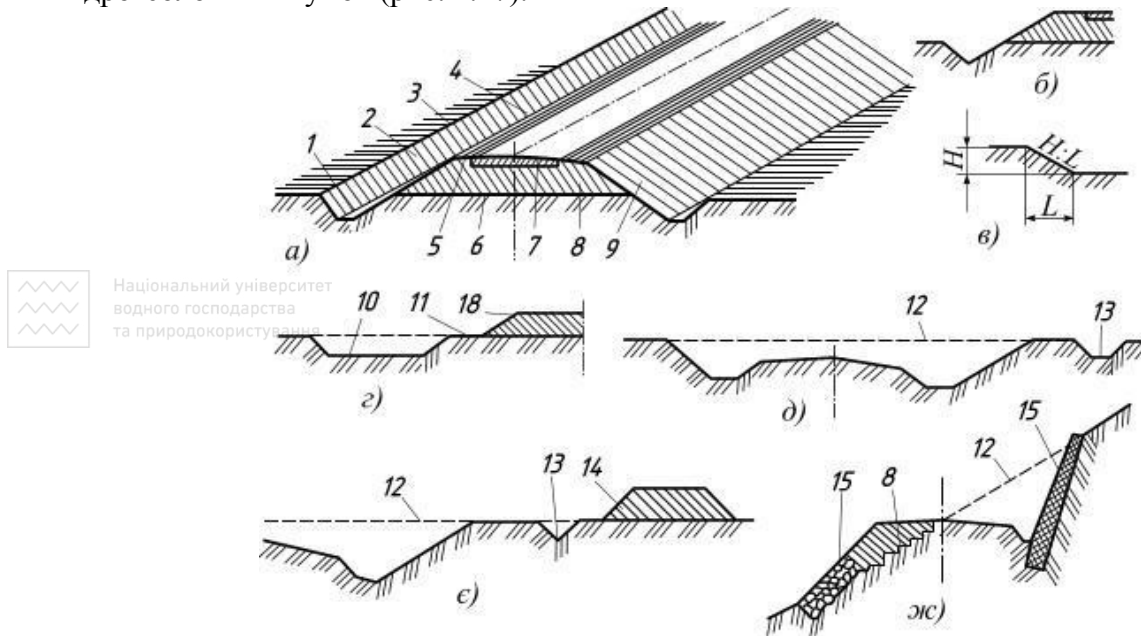


Рис. 1.47. Елементи земляного полотна і покриття автомобільних доріг:

а - схема ділянки дороги; б - перетин зовнішнього кювету; в - поперечний переріз укосу; г - спорудження з бічних резервів; д - поперечний переріз дороги у виїмці; е - відсіпання ґрунту в кавальєр; жс - поперечний переріз дороги на косогорі; 1 - дно кювету; 2 - зовнішній укіс кювету; 3 - брівка кювету; 4 - брівка насипу; 5 - узбіччя; 6 - поверхня материкового ґрунту; 7 - дорожнє покриття; 8 - насип; 9 - укіс насипу; 10 - резерв; 11 - берма (1,5...3 м у залежності від висоти насипу); 12 - поверхня косогору до роз-робки; 13 - напірна канава; 14 - кавальєр; 15 - підпірна стінка; $H:L$ - закладення відкосу (приймають від 1:1,5 до 1:2 для супіску і суглинків від 1:2,5 до 1:3 і більше для піщаних сипучих ґрунтів)

Земляне полотно автомобільної дороги повинно забезпечувати стійкість дорожнього покриття в будь-який час року незалежно від перемінної вологості і температури ґрунту. Воно повинно бути стійким при дії транспортних навантажень і атмосферних факторів, зберігати в процесі експлуатації розміри і профіль, передбачені проектом.

При будівництві дороги ґрунт із бічних кюветів або резервів переміщують в насип. Перед цим поверхню материкового ґрунту дороги очищають від рослинного шару і коренів. Поверхню насипу планують з поперечними ухілами, укладають на неї покриття проїждної частини. Краї насипу (узбіччя) залишають вільними від покриття. Тип дорожнього покриття для кожної категорії визначають з урахуванням перспективної інтенсивності руху і наявності місцевих матеріалів.

При високих насипах (2 м і більше) резерви розробляють, відступивши від нижнього краю підосви. Такий уступ називають бермою і роблять її шириною 1,5...3 м в залежності від висоти насипу.

Для будівництва всіх елементів дороги, тобто земляного полотна, дорожнього покриття, узбіч, водовідвідних кюветів, снігозахисних лісонасаджень, ліній зв'язку, виділяється смуга, що називається смугою відводу. Покриття проїжджої частини дороги I категорії

складається з двох смуг кожна на власному (рис. 1.48, а) або на загальному земляному полотні (рис. 1.48, б). На дорогах I-III категорій для руху гусеничного і гужового транспорту влаштовують спеціальні дороги по обидва боки земляного полотна. Дорожнє покриття складається з нижнього підстеляючого шару, при двошаровому покритті вводять проміжний шар.

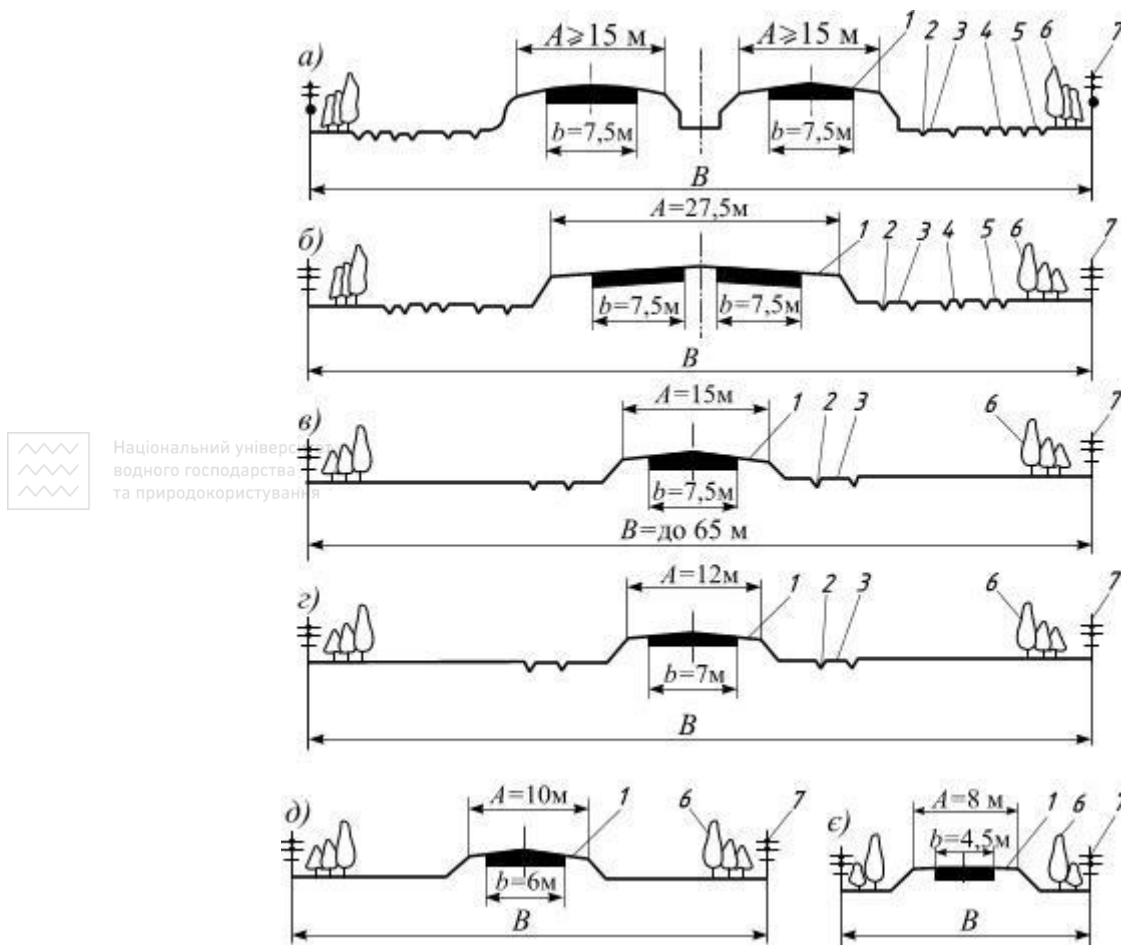


Рис. 1.48. Типи поперечного профілю автомобільних доріг:

а - I категорії на роздільному земляному полотні; б - I категорії на одному земляному полотні; в - II категорії; г - III категорії; д - IV категорії; е - V категорії; А - ширина земляного полотна; В - ширина дорожнього одягу проїздної частини; В - ширина смуги відводу (приймається з розрахунку); 1 - узбіччя; 2 - кювет; 3 - дорога для гужового і гусеничного транспорту; 4 - велосипедна доріжка; 5 - тротуар; 6 - снігозахисні лісо насадження; 7 - лінія зв'язку і місце для прокладки кабелів ліній електропередач

Для відводу води з підстеляючого шару в кювет передбачають дренажні лійки.

Технологічна схема виробництва землерийних робіт у кар'єрі роторним екскаватором передбачає транспортування ґрунту, що видаляється стрічковим конвеєром. Ґрунт від роторного екскаватора конвеєрами подається на консольний відвалоутворювач, який укладає його у вироблений простір кар'єру.

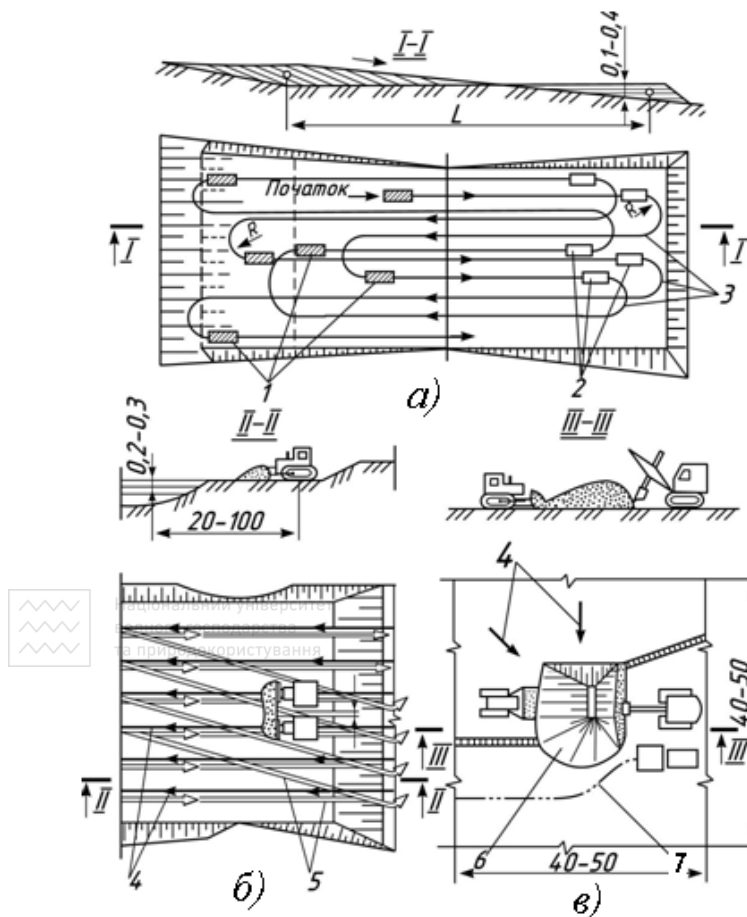


Рис. 1.49. Схема виробництва земляних робіт при плануванні майданчика:
 а - скрепером; б - спареними бульдозерами; в - екскаватором з бульдозером; 1 - скрепер в забої; 2 - скрепер в зоні розвантаження ґрунту; 3 - шлях руху скрепера; 4 - напрямок робочого ходу бульдозера; 5 - холостий хід бульдозера; 6 - проміжний відвал ґрунту; 7 - шлях руху автосамоскидів

знаходиться в пульпі, відокремлюється від води й осідає. Просвітлена вода вилучається, а осілий ґрунт утворює щільний масив з рівною поверхнею.

Для інших умов виробництва земляних робіт, а також для інших типів і видів машин застосовуються і відповідні технологічні схеми (рис. 1.49, в).

Незалежно від виду зведеної земляної споруди місце, в якому розробляють ґрунт, називається вибоєм.

Класифікація машин для земляних робіт. За призначенням серед машин для земляних робіт розрізняють землерийні, землерийно-транспортні, для підготовчих і допоміжних земляних робіт, для ущільнення ґрунтів, спеціальні, для гідромеханічної розробки ґрунтів (рис. 1.50).

Землерийні машини призначаються для виконання переважно однієї операції - відділення ґрунту від масиву. Тому вони оснащуються потужним робочим органом і мають порівняно менш розвинене ходове обладнання (наприклад, одноківшеві екскаватори).

Землерийно-транспортні машини не тільки відокремлюють ґрунт від масиву, але і переміщують його. Тому вони оснащені не тільки потужним робочим органом, але і потужним ходовим обладнанням (бульдозери, скрепери, автогрейдери, грейдери-елеватори).

Машини для підготовчих і допоміжних земляних робіт виконують, наприклад, розчищення території, на якій повинні виконуватися земляні роботи, від чагарника, валунів, пнів, попереднє розпушування ґрунтів підвищеної щільності. До цих машин відносяться

Технологічна схема виробництва землерийних робіт скреперами, що є землерийно-транспортними машинами, передбачає заповнення ковша ґрунтом у місці утворення виїмки, переміщення його до місця вивантаження самим скрепером, розвантаження без припинення руху машини і її повернення до місця забору ґрунту (рис. 1.49, а).

Технологічні схеми провадження робіт бульдозерами показані на (рис. 1.49, б). Вони досить ефективні для влаштування дорожньої виїмки на косогорі або при плануванні площадки в напіввиїмці - напівнасипі.

Технологічні схеми провадження робіт землесосними снарядами раціональні в гідротехнічному будівництві при достатніх енергетичних ресурсах. Цим пристроєм, розташованим звичайно на понтоні, суміш ґрунту з водою, яка називається пульпою, засмоктується з дна водойми. Далі пульпа транспортується по трубопроводу, початкова частина якого знаходиться на плаву, а інша - на суші. Закінчується трубопровід на обвалованій площадці-карті. Сюди пульпа виливається. У результаті зменшення швидкості руху ґрунт, що

кущорізи, корчувачі-збирачі, розпушувачі і т.п.

При зведенні земляних споруд шляхом укладання попередньо розробленого ґрунту (насипів, дамб, земляних гребель) обов'язково його ущільнення для надання ґрунту в споруді достатньої щільності і міцності, що вимагається як для запобігання деформацій земляних споруд внаслідок природного ущільнення ґрунту під дією власної сили ваги і зволоження, так і для витримування зовнішніх навантажень. Цим цілям служать **машини для ущільнення ґрунтів** (див. рис. 1.50) - котки, трамбівки, віброущільнювачі та ін.

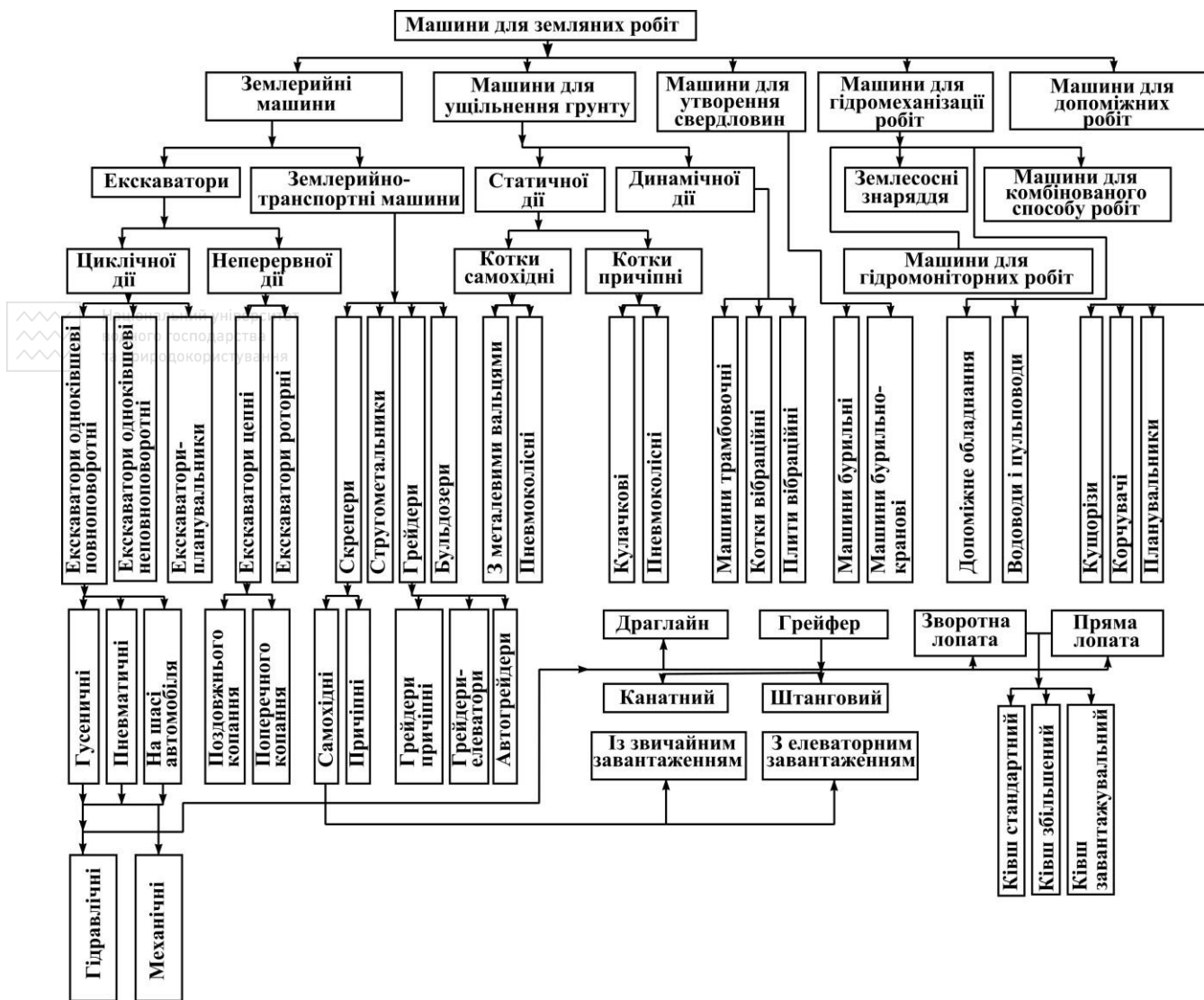


Рис. 1.50. Класифікація машин для земляних робіт

Розвиток технології виробництва земляних робіт і задачі механізації всіх без винятку операцій зумовили **створення різноманітних спеціальних машин**, у тому числі кабелеукладальних, меліоративних, бурових, для безтраншейного укладання трубопроводів, для влаштування ям під стовпи ліній зв'язку. Численність типів цих машин викликала необхідність виділити їх в окрему групу - групу машин для спеціальних земляних робіт.

При відповідних умовах у будівництві успішно застосовують **машини і обладнання для гідромеханізації земляних робіт**, наприклад, гідромонітори, землесосні знаряддя.

Машини для земляних робіт класифікуються також за видом привода (електричний, внутрішнього згорання, гідравлічний, комбінований), за числом двигунів (одnodвигунні, багатодвигунні), за потужністю (малої, середньої і великої), за ходовим обладнанням (гусеничні, пневмоколісні, крокуючі, рейкові), у залежності від клімату (у північному, тропічному, звичайному виконанні).

Перспективи розвитку машин для земляних робіт. Різні машини для земляних робіт виконують неоднакові обсяги робіт. У табл. 1.2 приведений можливий розподіл обсягів земляних робіт, заснований на розрахунках проф. М.Г.Домбровського, відповідно до якого передбачається випереджувальний розвиток машин безперервної дії, скреперів і засобів гідромеханізації.

Таблиця 1.2

Розподіл обсягів земляних робіт між машинами різних типів

Способи виробництва земляних робіт	Розподіл обсягів земляних робіт по роках, %	
	1975	1985
Екскаваторами одноківшовими	41	32-33
Екскаваторами багатоківшовими і новими машинами безперервної дії	16	22-21
Скреперами	15,5	18
Бульдозерами і автогрейдеррами	14	12
Гідромеханізацією	10	12
Іншими видами обладнання	3	4
Вручну	0,5	-

Незважаючи на великі досягнення в створенні і випуску машин для земляних робіт, можливості науки і техніки в цій області використані ще далеко не повністю.

Аналіз способів різання ґрунтів показав, що землерийні машини, які застосовують до цього часу відтворюють у збільшеному масштабі головним чином прийоми ручної праці (пряма лопата, зворотна лопата, ніж, ківшевий ланцюг). Людина в стані керувати одночасно не більш ніж двома, у виняткових випадках трьома робочими рухами, тому існуючі землерийні машини роблять, як правило, один - два і, дуже рідко, три таких рухи. Разом з тим умови руху матеріальних тіл і досягнення в області автоматики, телемеханіки і кібернетики вже дозволяють реально здійснювати більш складні робочі рухи в просторі, що складаються з чотирьох, п'яти і навіть шести координатних складових. Це відкриває великі можливості вишукування нових способів різання ґрунтів і створення принципово нових ефективних землерийних машин. У результаті набагато підвищиться продуктивність праці, удосконалиться технологія, отримає подальший розвиток механізація земляних робіт. З'являться складнорухомі виконавчі механізми, слідкуючі системи керування (при яких різальний інструмент повторює рухи покажчика по планшету в кабіні оператора), системи дистанційного керування для проходки малогабаритних і важкодоступних вироблень і т.п.

Все більший розвиток отримують машини, сконструйовані за принципом динамічного впливу на ґрунт, машини, у яких використовуються ефекти вибуху, термічного і електрогідравлічного впливу, високонапірного струменя води або газу, високих швидкостей і тиску. У перспективі очікується подальше підвищення енергонасиченості і робочих швидкостей агрегатів традиційного виконання при незмінних їх розмірах, ріст їх типорозмірів і створення великих надпотужних агрегатів. Буде вдосконалюватися робочий процес за традиційними технологічними схемами, і одночасно розроблятися і застосовуватися обладнання, засноване на принципово нових методах впливу на ґрунт, конструюватися нові спеціальні машини для земляних робіт.

Контрольні питання

1. Роль землерийних машин у будівельному виробництві.
2. Наведіть хронологію появи перших землерийно-транспортних машин.
3. Чим характерна перша епоха створення землерийних машин?
4. Охарактеризуйте другу епоху створення землерийних машин.
5. Що характерне для третьої епохи розвитку землерийних машин?
6. Поясніть закон спірального розвитку конструктивних рішень будівельних машин.

7. Як технології машинобудування впливають на розвиток землерийних машин?
8. Наведіть періодизацію розвитку ЗТМ третьої епохи розвитку землерийних машин.
9. Назвіть основні наукові і навчальні заклади і вчених, які внесли великий внесок в розвиток ЗТМ в Україні і світі.
10. Назвіть основні групи, що характеризують робочі процеси за технологією.
11. Режими роботи ЗТМ
12. Які параметри ЗТМ відносяться до основних?
13. Дайте визначення параметру продуктивності.
14. Охарактеризуйте основні напрямки розвитку наукових досліджень по вдосконаленню землерийної, будівельної і дорожньої техніки.
15. Охарактеризуйте основні напрямки розвитку наукових досліджень по автоматизації, комп'ютеризації, використанню мікропроцесорної техніки і роботизації машин.
16. Охарактеризуйте наукові дослідження, які направлені на вдосконалення систем і комплексів машин для різних видів і умов будівництва.
17. Охарактеризуйте наукові дослідження по підвищенню ефективності та інтенсифікації робочих органів машини.
18. Дайте характеристику земляним роботам, спорудам і умовам застосування ЗТМ.
19. Класифікація машин для земляних робіт.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

2. ҐРУНТИ ЯК ОБ'ЄКТ ДІЇ МАШИН ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ

2.1. Загальні відомості про ґрунти

Під ґрунтами маються на увазі гірські породи, створюючі поверхневі шари землі і створюючі так звану кору вивітрювання. В будівництві вони служать підставою або матеріалом для споруд.

В.А.Приклонський запропонував класифікувати ґрунти за походженням, станом і механічною міцністю на п'ять класів: скельні, напівскельні, великого помелу, піщані і глинисті.

До скельних ґрунтів відносяться зцементовані, водостійкі і практично нестискувані гірські породи з межею міцності при стисненні у водонасиченому стані не менше 5 МПа (наприклад: граніти, піски, вапняки).

Напівскельні ґрунти - зцементовані гірські породи з межею міцності при стисненні у водонасиченому стані до 5 МПа здатні до ущільнення (мергелі, глини, що окам'яніли) і неводостійкі (гіпс, гіпсоносні конгломерати).

Крупнообломочні ґрунти складаються з незцементованих шматків порід, створюючих ґрунти перших двох класів.

Піщані ґрунти утворені незцементованими частинками (зернами, піщинками) гірських порід розміром 0,05...2 мм, є, як правило, скельні ґрунти, що природно руйнувалися і перетворені в більшому або меншому ступені, або мінералізовані, але не окам'янілі осідання.

Глинисті ґрунти також є продуктом природного руйнування і перетворення первинних гірських порід, створюючих скельні і напівскельні ґрунти, але з переважаючим розміром частинок менше 0,005 мм.

Основним об'єктом розробки в будівництві є піщані, глинисті, великого помелу і напівскельні ґрунти, що покривають велику частину земної суші. Тому машини для земляних робіт розраховують звичайно на подолання опорів при розробці цих ґрунтів. Скельні ґрунти для розробки заздалегідь руйнують і спускають, використовуючи для цього основним чином вибуховий спосіб. Це знижує їх опір при розробці до рівня опору ґрунтів великого помелу і дозволяє розробляти їх тими ж машинами, якими розробляються ґрунти великого помелу.

2.2. Фізико-механічні властивості ґрунтів

За фізико-механічними властивостями ґрунти розрізняють залежно від ознак петрографії і умов залягання, фізичного стану, що міститься в них, води і механічних властивостей.

До ознак петрографії відносяться мінеральний склад, структура і текстура ґрунтів. Ознаки фізичного стану включають гранулометричний склад, пористість, вогкість, температуру, теплопровідність, а також розпушення при розробці і ущільненість ґрунтів при укладанні після розробки. До ознак, залежних від кількості і стану, що міститься в ґрунті води, відносяться пластичність, розмокання, набрякання, водопроникність, клейкість. Ознаками механічних властивостей ґрунтів є зчеплення, опір стисненню, розтягуванню, зсуву, різанню, копанню, зовнішньому і внутрішньому тертю, абразивність, несуча здатність.

Розглянемо ознаки ґрунтів, найнеобхідніші для оцінки умов застосування машин для земляних робіт.

Щільність ґрунту (об'ємна маса) ρ являє собою відношення маси даного зразка ґрунту M_r до його об'єму V

$$\rho = \frac{M_r}{V}. \quad (2.1)$$

Щільність ґрунтів, розроблюваних землерийними машинами, перебуває приблизно в межах 1,3...2,4 т/м³.

Гранулометричний склад - одна з основних ознак фізичного стану ґрунтів.

Гранулометричний склад ґрунту оцінюється ваговим вмістом фракцій, виражених у відсотках. Може бути прийнята наступна класифікація ґрунтів за фракціями (розмірах частинок α , мм) (табл. 2.1).

Таблиця 2.1

Класифікація ґрунтів за фракціями

	α , мм
Галькові, щебеневі (великоуламкові)	100...10
Гравійні	10...2
Піщані	2...0,5
Пилуваті	0,05...0,005
Глинисті	<0,005

За гранулометричним складом розрізняють великоуламкові, гравійні і піщані ґрунти. Глинисті ґрунти, що володіють зв'язністю, **класифікуються за числом пластичності** ω_n , що являє собою різниця між границею текучості ω_m і границею розкочування ω_p (табл. 2.2)

$$\omega_n = \omega_m - \omega_p \quad (2.2)$$

Границею текучості називають вагову вологість (у відсотках) приготовленого глинистого тіста, при якій на глибину 10 мм за час 5 с поринає під дією власної ваги (76 гс) конус з кутом при вершині, рівним 30°. **Границею розкочування** називають вагову вологість (у від-сотках), при якій приготовлене глинисте тісто, що розкочується в джгут товщиною 3 мм, починає кришитися.

Таблиця 2 2

Класифікація ґрунтів за числом пластичності має такий вигляд:

	ω_n , %
Супісок	1...7
Суглинок	7...17
Глина	Більше 17

Ґрунтові частинки менше 0,005 мм називають глинистими, частинки розміром від 0,005 до 0,05 мм - пилуватими, від 0,5 до 2 мм - піщаними. Частинки і шматки ґрунту розміром від 2 до 20 мм називаються гравієм (окатані) або дрейсові (гострокутні), від 20 до 200 мм - галькою або щебенем і більше 200 мм - валунами або каменем.

Гранулометричний склад ґрунтів звичайно визначає їх найменування. Так, глинами називають ґрунти, що містять більше 30% глинистих частинок, суглинками - від 10 до 30% глинистих частинок, супіском називають ґрунти із вмістом глинистих частинок від 3 до 10% і піщаних частинок більше, ніж пилуватих, піском - із вмістом глинистих частинок менше 3%.

Разом із вмістом глинистих і інших частинок найменування ґрунтів пов'язують з їх походженням, структурою і текстурою.

Сланцева глина - сильно ущільнена порода чорного або темно-сірого кольору, частково кристалізується під впливом великого тиску, що характеризується здатністю розпадатися на тонкі плити незалежно від первинної шаруватості.

Лес - тонкодисперсний ґрунт з переважанням пилуватих частинок (до 70%), пористий, буро-палевого або сірого кольору з домішкою вапняних частинок; в сухому стані тримається навіть при вертикальних стінках, але легко вбирає воду, втрачаючи при цьому міцність.

Мергель - напівскельний ґрунт сіро-зеленого, бурого або жовтого кольору, що складається з вапняку і глини (вміст глинистих частинок від 25 до 60%).

Опока - тверда тонкопориста легка порода сірого або чорного забарвлення, що не розмокає у воді, результат цементації крем'янистих скелетів губок і раковин в товщі морських відкладень.

Моренна - ґрунт льодовикового походження, що складається з глини або суглинків, що

включають гравій, гальку і валуни різної величини.

Чим дрібніші частинки ґрунтів, тим більшою мірою перетворилися первинні гірські породи. Глинисті ґрунти складаються головним чином з так званих вторинних мінералів, що утворилися з алюмосилікатів первинних гірських порід (каоолінів, іллітів, монтморіллонітів), які по-різному взаємодіють з водою і розчиненими в ній солями.

Крупнообломочні ґрунти розробляються головним чином захопленням, підбором або зачерпуванням шматків. Опір розробці в них практично не залежить від мінерального складу і визначається в основному масою, формою і механічним складом шматків.

У міру зменшення ґрунтових частинок їх питома поверхня збільшується. В зв'язку з цим зростають молекулярні сили поверхневої взаємодії частинок і починають позначатися іонні і колоїдні властивості мінералів, створюючих ґрунти. Молекулярні сили стають сумірними з силою тяжкості частинок або навіть перевершують її. Одночасно збільшуються сили контактної взаємодії частинок з деталями і вузлами робочих органів машин, виявляючись в клейкості і зовнішньому терті ґрунтів.

Пористість - властивість ґрунтів, що

полягає в нещільному приляганні один до одного їх частинок внаслідок неправильності форми і неоднакових розмірів (рис. 2.1). Пори (проміжки між частинками) знижують механічну міцність і підвищують деформацію ґрунтів. Пори різних ґрунтів неоднакові за величиною і формою. Якщо піщані і уламкові ґрунти мають порівняно крупні пори, то у глинистих ґрунтів вони мікроскопічні, сумірні за розмірами з радіусом дії молекулярних сил, тому пористість глинистих ґрунтів істотно впливає на їх фізико-механічний стан і опір механічним діям.

Пористість вимірюється відношенням об'єму пор до об'єму скелета ґрунту. В піщаних і глинистих ґрунтах вона складає

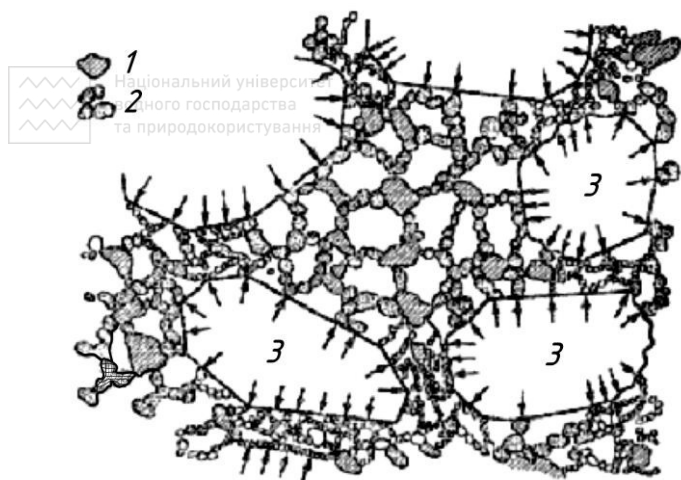


Рис. 2.1. Схема структури глини:

1 - глинисті частинки; 2 - уцілнені колоїди;
3 - зерна піску

звичайно від 15 до 60%.

Трифазна будова - характерна особливість піщаних і глинистих ґрунтів. Її суть полягає в тому, що частину об'єму ґрунту, крім його твердих частинок займають вода, розчини солей і газ. Трифазною будовою ґрунтів у великій мірі визначається їх міцність і опір механічним діям. На властивості глинистих ґрунтів особливо великий вплив має вода, що міститься в них.

Вологість ґрунту ω (у відсотках) являє собою відношення маси води M_v до маси мінеральних часток (кістяка ґрунту) $M_{ск}$ в даному об'ємі ґрунту

$$\omega = \frac{M_v}{M_{ск}} \cdot 100. \quad (2.3)$$

Вологість змінюється від 1 до 2% в сухих пісках, до 200% і більше в текучих глинах, морському і річковому мулі.

Дослідженнями А.Ф.Лебедева встановлено, що вода в ґрунті міститься в декількох видах: пароподібна; тверда (лід); кристалізована і хімічно зв'язана у складі мінералів; гігроскопічна (плівкова) і вільна.

Пароподібна вода міститься в порах і вільних місцях, не заповнених водою інших видів, в яких вона переміщується з місць з більшою пружністю пари в місця з меншою його пружністю. Гігроскопічна (плівкова) вода знаходиться на поверхні ґрунтових частинок, причому сили її молекулярних зв'язків з частинками такі значні, що вона не може

пересуватися під дією сили тяжіння. Вільна вода заповнює пори ґрунту і підрозділяється на гравітаційну і капілярну залежно від характеру її переміщення.

Взаємодія твердих частинок ґрунту з водою по поверхні їх контакту визначається основним чином гідрофільністю мінеральних частинок (рис. 2.2).

Мінеральні частинки ґрунтів заряджені негативно, а молекули води утворюють диполі, заряджені позитивно на одному кінці і негативно на другому. При зіткненні твердої мінеральної частинки з водою виникають сили молекулярної взаємодії, які притягають диполі води до поверхні мінеральних частинок.

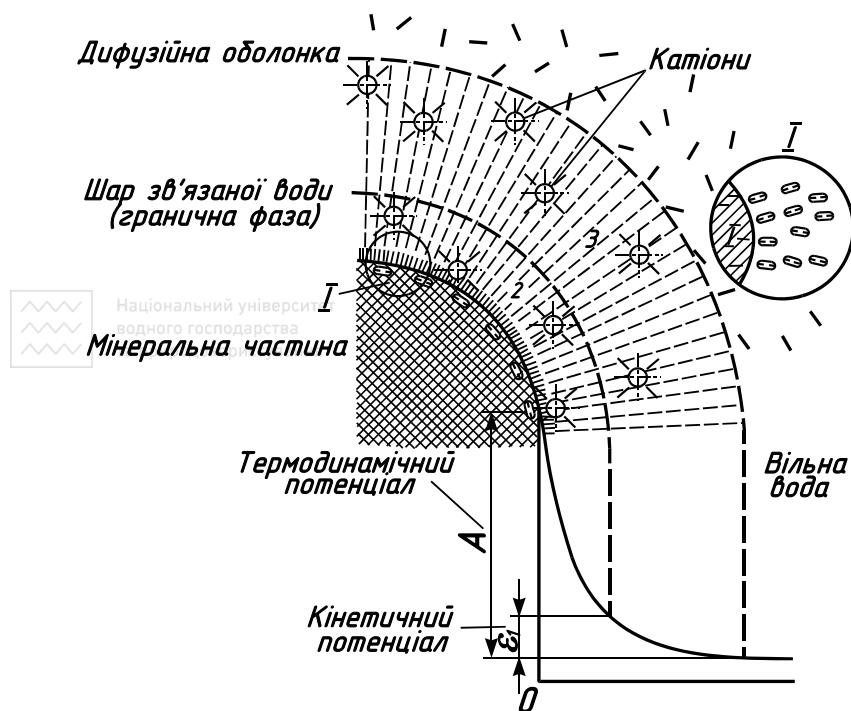


Рис. 2.2. Схема електромолекулярної взаємодії поверхні мінеральної частинки з водою:

1 - мінеральна частинка; 2 - міцно зв'язана вода; 3 - рихло-зв'язана вода

міцно зв'язаної води, і зменшується в міру видалення від поверхні частинок: на відстані 0,5 мкм від поверхні мінеральної частинки ці сили практично перестають впливати на молекули води. Навкруги мінеральної частинки утворюється шар рихло-зв'язаної води, яка піддається видавлюванню з пор ґрунту зовнішнім тиском до декількох десятків (а іноді і сотень) Ньютонів на квадратний сантиметр.

Молекули води, що знаходяться зовні дії сил молекулярної взаємодії з поверхнею мінеральної частинки, утворюють вільну воду. Її рух в порах може відбуватися під дією сил тяжіння і різниці тиску.

Вологоємність ґрунту - найбільш можливий вміст води в ґрунті при остаточному заповненні його пор. Вона обмежується об'ємом пор, досягаючи 30...40 і навіть 50% маси скелета ґрунту.

При частковому заповненні пор водою решта їх об'єму займає повітря або пари води. Такий стан води найбільш природний.

Стисливість - властивість ґрунтів, що полягає в здатності змінювати свою будову під впливом зовнішніх дій на більш компактне за рахунок зменшення пористості.

Зміна об'єму ґрунтів при стисненні - нелінійна функція

Сила цього тяжіння для найближчого до мінеральної частинки ряду зв'язаних молекул води досягає декількох десятків тисяч Ньютонів на квадратний сантиметр. Чим більша питома поверхня частинок, тим більше молекул води знаходиться в зв'язаному стані.

Найближчі до мінеральної частинки шари молекул води настільки зв'язані силами тяжіння з поверхнею, що їх не можна видалити ні зовнішнім тиском в декілька десятків тисяч Ньютонів на квадратний сантиметр, ні дією напору води. Ці шари утворюють плівку міцно зв'язаної (адсорбованої) води. Наступні шари молекул води, що оточує мінеральні частинки, також зв'язуються з поверхнею і орієнтуються силами тяжіння. Але сила тяжіння їх менша, ніж для

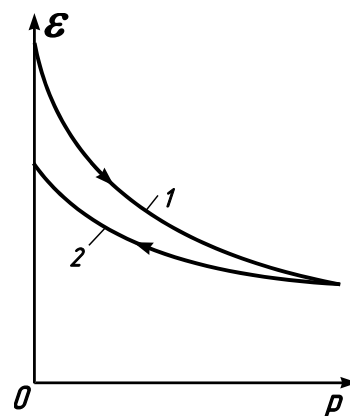


Рис. 2.3. Характерна для ґрунтів компресійна крива: 1 - для періоду ущільнення; 2 - для періоду послаблення

(рис. 2.3). Це визначається тим, що деформація стиснення ґрунтів складається з пружних деформацій частинок, змін їх взаємного положення і відстані між ними, деформацій водно-колоїдних оболонок води і інших процесів. Тому компресійна крива відбиває деяку сумарну зміну об'єму пор внаслідок всіх змін в ґрунті під дією навантаження. Із тієї ж причини об'єм ґрунту при зменшенні навантаження зростає, але не досягає початкового.

Відповідно до характеру залежності деформації ґрунтів від навантаження модуль стиснення ґрунтів - величина не постійна; вона зростає із збільшенням деформації. Проте в інженерних розрахунках, беручи до уваги велику різноманітність властивостей ґрунтів і ступінь їх вивчення, допускається в ряді випадків розглядати деформацію ґрунтів як лінійну функцію тиску. Це дозволяє характеризувати опір ґрунтів вдавлюванню коефіцієнтом опору зминанню, під яким мається на увазі навантаження на 1 см^2 поверхні ґрунтового масиву, під дією якої опорна поверхня занурюється на 1 см. Для звичайних піщано-глинистих ґрунтів цей показник рівний $0,02 \dots 0,1 \text{ МПа}$. Навантаженням, що допускається, вважається таке, при якому опорна поверхня машини занурюється не більше, ніж на 12 см.

Розрахункові модулі деформації для середньозернистого піску складають $35 \dots 45 \text{ МПа}$, суглинків і глин - $7 \dots 22 \text{ МПа}$.

Як вказує М.О.Цитович, при механічній дії вібраційними, трамбуючими або іншими пристроями добре ущільнюються лише маловологі рихлі піщані і водоненасичені ґрунти з контактами, що легко порушуються між мінеральними частинками. У водонасичених пісках динамічні навантаження викликають значні тиски у воді, що може викликати зволоження ґрунту і, за певних умов, його розрідження.

У глинистих ґрунтах, які внаслідок зв'язності мало ущільнюються при динамічних навантаженнях, а також відрізняються малою водопроникністю, істотні тиски у воді не виникають і розрідження не відбувається.

Інженерні розрахунки машин для земляних робіт виконують за значеннями миттєвого модуля деформації, відповідного умовам швидкого прикладання навантаження.

Густина ґрунтів залежить від густини мінералів, з яких складаються ґрунтові частинки, а також їх пористості і вогкості. Густина найпоширеніших мінералів, створюючих ґрунти, складає $(2 \dots 4) \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$. Густина ґрунтів завдяки їх пористості менше густини складаючих їх мінералів, хоча вода в порах частково згладжує цей розрив. Густина ґрунтового скелета звичайно рівна $(2 \dots 2,5) \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$, густина ґрунтів - $(1,3 \dots 2,3) \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$. Густина рихлого піску $1,3 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ при густині скелета $1,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$; лісового суглинку відповідно $1,4 \cdot 10^3$ і $1,9 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$, пластичної глини - $1,6 \cdot 10^3$ і $2 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$.

Збільшенню міцності і трудності розробки ґрунтів звичайно відповідає збільшення їх густини.

Опори зсуву і стисненню, зчеплення і внутрішнє тертя ґрунтів - це властивості, що впливають на опір ґрунтів механічній дії. На їх характеристиках ґрунтуються розрахункові методи механіки ґрунтів, в яких приймається, що зсув в ґрунті відбувається, якщо зсовуючі сили в ньому перевершують сили внутрішнього тертя і зчеплення.

Кількісно опір ґрунтів зсуву визначається в результаті випробувань їх стандартних зразків при одночасному вимірюванні нормального і дотичного руйнуючих зусиль. Для руйнування зразка за напрямом дії зсовуючої сили необхідно подолати опори зламу частинок, зміни їх положення і орієнтації, механічні і молекулярні зв'язки між ними. Таким чином, результати в дослідях „на зсув” є показниками опору ґрунту, що підсумовують руйнування по поверхні, співпадаючій з напрямом дії зсовуючих сил. Складність природи руйнування ґрунтів - одна з причин умовності стосовно ґрунтів наявних методів теорій пружності і пластичності, що припускає деяку ідеальну будову середовища.

Для інженерних розрахунків в механіці ґрунтів прийнято, що опір зсуву є лінійна функ-

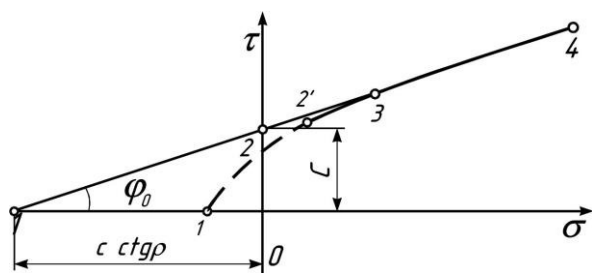


Рис. 2.4. Залежність граничної дотичної напруги ґрунту від нормальної:

1-2-3-4 - лінійна залежність; 2'-3'-4' - фактична залежність; 1'-2' - допускаюча залежність в зоні від'ємних і малих значень

ція нормальної напруги по поверхні зсуву (рис. 2.4). Це допущення приблизно відповідає дійсності при значних нормальних напругах (відрізок 3...4 на рис. 2.4). Кут φ_0 , утворений цією функцією з віссю абсцис і рівний куту зсуву, називається кутом внутрішнього тертя. Тангенс цього кута характеризує коефіцієнт внутрішнього тертя ґрунту. Відрізок 2...0, що відсікається на осі ординат продовженням прямої 3...4 - це зчеплення c , яке необхідно розуміти як граничний опір зсуву за відсутності нормального навантаження на зразок. Відрізок, що відсікається продовженням прямої 3...4 на осі абсцис і рівний $c \cdot \operatorname{ctg} \rho$, виражає всестороннє стискаюче напруження в зв'язному ґрунті.

Граничний опір стисненню ґрунту σ_{cm} також є поширеною характеристикою його механічної міцності і визначається випробуванням стандартних зразків ґрунту (циліндричних або кубічних); σ_{cm} характеризує найбільше питоме стискаюче навантаження, яке може витримати зразок ґрунту.

Опір ґрунту зовнішньому тертю робочих органів машин відноситься до числа найістотніших чинників робочого процесу машин для земляних робіт. Коефіцієнтом і кутом зовнішнього тертя ґрунту за конструкційними матеріалами машин визначаються співвідношення між ортогональними складовими сил різання і копання ґрунтів, зусилля для переміщення машин по ґрунтовому масиву, умови стійкості машин.

Дослідження показали, що закономірності тертя між ґрунтом і робочим органом

машини відрізняються від відповідних закономірностей тертя твердих тіл. Коефіцієнт тертя між ґрунтом непорушеного складання і сталлю залежить від тиску і вологості ґрунту, зменшуючись при їх збільшенні. Для більшості глинистих і піщаних ґрунтів кут тертя по сталі в умовах взаємодії з робочим органом машини складає від 15 до 30°.

Абразивність - властивість ґрунтів з частинками великої твердості так впливати на деталі робочих органів, деяких транспортних вузлів і ходового обладнання машин, що вони піддаються зносу, їх форма і розміри значно змінюються (рис. 2.5). В результаті порушуються проектні умови взаємодії машини з ґрунтом, істотно збільшуються опір різанню і енергоємність розробки, зростають навантаження на машину. Тому при створенні і експлуатації машин для земляних робіт необхідно брати до уваги абразивну властивість ґрунтів:

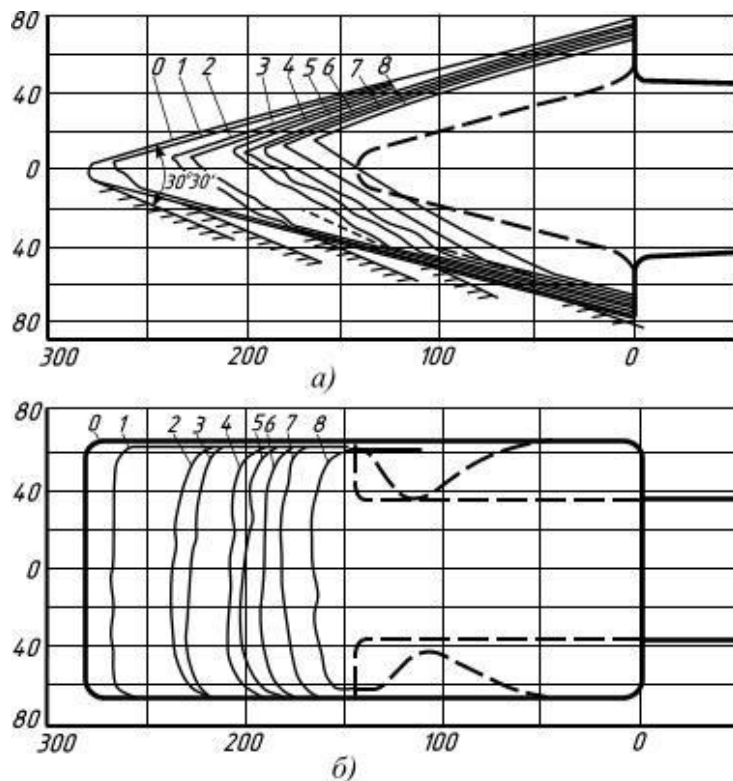


Рис. 2.5. Приклад зношування зуба ковша прямої лопати в дрібнозернистому піску:
а - осьові профілі; б - план; 0...8 - послідовні контури зуба при зношуванні

нову машину слід розраховувати на подолання опорів при роботі із зношеним ріжучим інструментом, при такій же умові потрібно випробовувати нові моделі машин; передбачати зносостійкості покриття деталей, їх зняття і замінюваність.

Розпушеність ґрунту називають його здатність збільшуватися в об'ємі в процесі розробки. Кількісним критерієм розпушеності ґрунту служить коефіцієнт розпушення k_p . Він являє собою відношення об'єму розпушеного в процесі розробки ґрунту V_p до об'єму ґрунту в природному заляганні V

$$k_p = \frac{V_p}{V}. \quad (2.4)$$

Розпушеність ґрунтів залежить від їх властивостей і умов залягання, конструкції ріжучої частини машини і характеру земляних робіт.

Розпушений при розробці ґрунт після укладання у відвал поступово ущільнюється під дією сил ваги і атмосферних чинників. Але первинної густини природним шляхом він звичайно не досягає. Тому при зведенні земляних споруд застосовується штучне (машинне або гідромеханічне) ущільнення ґрунтів. У розрахунках розпушення ґрунтів при розробці враховується введенням коефіцієнта роз рихлення.

Об'єми земляних робіт і продуктивність машин для їх виконання обчислюють за об'ємом ґрунту в стані природного залягання. При визначенні, наприклад, місткості ковшів машин або розмірів відвалів, береться до уваги збільшення об'єму і зменшення густини ґрунту внаслідок розпушення. Показники розпушення ґрунтів приймаються за даними ЕНіР на земляні роботи. Так, для важкої глини первинне збільшення ґрунту при розробці рівне 28...32%, а залишкове розпушення - 6...9%; для піску відповідно 10...15% і 2...5%; для скельних ґрунтів - 45...50% і 20...30%.

Середні значення k_p для різних ґрунтів різні і перебувають у межах 1,1...1,35. Для висаджених скельних і мерзлих ґрунтів k_p перебуває в середньому в межах 1,45...1,6. Коефіцієнт k_p залежить також від (форми і розмірів робочого органа, від параметрів зрізаного шару ґрунту і повинен ураховуватися як при створенні землерийних машин, так і при їхній експлуатації.

Значний вплив на труднощі розробки ґрунтів і прохідність землерийних машин роблять механічні характеристики ґрунтів - опору стиску, зрушенню і розриву, зчеплення, внутрішнє і зовнішнє тертя. Опір зв'язних ґрунтів стиску в багато разів перевищує опір ґрунту зрушенню і розриву.

Одним із показників міцності ґрунтів є **опір ґрунтів одновісному стиску σ_0** , що, наприклад, для глинистих ґрунтів, змінюється в широких межах:

Таблиця 2.3

Опір ґрунтів одновісному стисненню

	σ_0 , МПа		σ_0 , МПа
Глина:			
- дуже м'яка	до 0,025	- тверда	0,1...0,2
- м'яка	0,025...0,05	- дуже тверда	0,2...0,4
- середньо жорстка	0,05...0,1	- надзвичайно жорстка	>0,4

Модуль деформації ґрунту E_δ - величина, аналогічна модулю пружності, визначають за даними випробувань ґрунтів на стиснення по кривій опору ґрунту втисненню штампа

$$E_\delta = \alpha \frac{\sigma_\delta D}{\lambda}, \quad (2.5)$$

де: α - поправочний коефіцієнт, що враховує форму штампа ($\alpha \approx 1,1...1,25$, для квадратного штампа $\alpha \approx 1,1$); σ_δ - напруження ґрунту під штампом, МПа; λ - осадка штампа, см; D - діаметр штампа, см.

Величина модуля деформації E_δ змінюється в широких межах. Розрахункові значення E_δ для різних ґрунтів приведені в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4

Значення модуля деформації

	E_δ , кгс/см ²
Грубозернистий пісок	35...45
Середньозернистий пісок	25...40
Дрібнотернистий пісок	15...35

Дуже дрібні піски, супіски	11,5...20
Пилуваті піски, дрібні непилуваті супіски	7,5...22
Суглинки, важкі суглинки, легкі і важкі глини	7,0...22
Пилевидні ґрунти, пилуваті супіски, пилуваті суглинки, лес	6,0...19

Липкістю називають властивість в основному глинистих ґрунтів при певній вологості прилипати до робочих поверхонь із різних конструкційних матеріалів, взаємодіючих із ґрунтом. Сила прилипання ґрунту до сталі досягає 0,1 - 0,2 кгс/см², що може викликати налипання на робочу поверхню шару ґрунту товщиною до декількох десятків сантиметрів і значно знизити ефективність роботи землерийної машини.

Значення липкості глинистого ґрунту (прилипання до конструкційних матеріалів при початковому притисненні 1,5 МПа) приведені у табл. 2.5.

Таблиця 2.5

Значення липкості глинистого ґрунту

Матеріал	Вологість, %	Липкість, МПа
Сталь неопрацьована	25,1	0,01
Сталь оброблена	26,8	0,025
Чавун оброблений	27,7	0,029
Алюміній	24,6	0,027
Транспортерна стрічка	24,9	0,012
Мікропориста гума	24,5	0,007
Капрон	28,8	0,028
Фторопласт – 4	26,6	0,038
Скло	25,4	0,032
Цементний камінь	26,8	0,029

Розробка землерийними машинами мерзлих ґрунтів при негативній температурі супроводжується примерзанням налиплого ґрунту до поверхні робочого органа або інших елементів конструкції. Сили зчеплення в зоні контакту примерзлого ґрунту з поверхнею конструкції досягають величина, у десятки і сотні разів перевищують значення липкості. Намерзлий на робочі поверхні ґрунт значно знижує продуктивність землерийних машин.

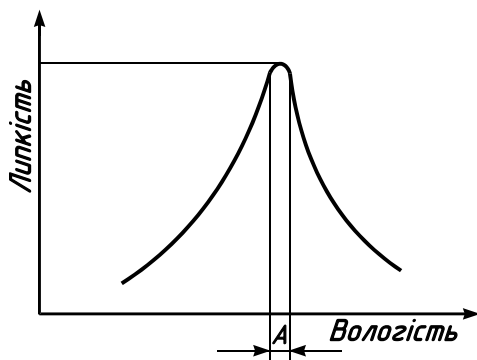


Рис. 2.6. Характер залежності липкості ґрунту від вологості (ω - інтервал вологості ґрунту, при якій липкість найбільша)

Липкість - властивість ґрунтів приєднуватися до поверхонь деталей машин при позитивній температурі, властиве головним чином глинистим ґрунтам і залежне від їх вологості (рис. 2.6).

Природа липкості - електромолекулярна. Повертаючись до схеми взаємодії мінеральної частинки з водою (див. рис. 2.2), можна відзначити, що найбільша липкість відповідає переважанню в ґрунтовій воді рихло зв'язаної води. Липкість ґрунтів залежить також від тиску притиснення до матеріалу деталі або конструкції, стану контактної поверхні, температури і деяких інших чинників.

Сила липкості ґрунтів, наприклад до сталі, може досягати 2,5 Н/см. Це значить, що на горизонтальній поверхні сталевій деталі може утримуватися силами липкості шар ґрунту завтовшки до декількох десятків сантиметрів. У таких умовах затруднюється або навіть стає неможливим розвантаження ковшів, а іноді і робота землерийної машини. Таким чином, липкість ґрунтів в певних умовах стає чинником, який негативно впливає на продуктивність машин для земляних робіт.

Опір ґрунту зсуву залежить від нормальної напруги σ , коефіцієнта внутрішнього тертя $\mu = \operatorname{tg} \varphi_0$, величини зчеплення ґрунту c і може бути визначене за формулою Кулона

$$\tau = \sigma \cdot \operatorname{tg} \varphi_0 + c. \quad (2.6)$$

Графічна інтерпретація формули Кулона представлена на рис. 2.7.

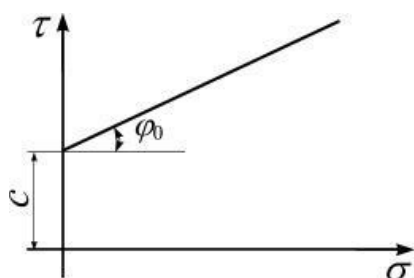


Рис. 2.7. Залежність між опором ґрунту τ і нормальним напруженням зсуву σ

Величини щільності ρ і кута внутрішнього тертя φ_0 для незв'язних піщаних ґрунтів за даними М.М.Маслова наведені в табл. 2.6.

Таблиця 2.6

Значення величин щільності і кута внутрішнього тертя

Ґрунт	ρ , т/м ³	φ_0 , град
Пісок тонкозернистий	1,92 – 2,0	26 – 30
Пісок дрібнозернистий	1,92 – 2,0	27 – 30
Пісок середньозернистий	1,94 – 2,0	28 – 32
Пісок рівнозернистий	1,96 – 2,05	29 – 33
Пісок грубозернистий	1,98 – 2,05	29 – 33
Пісок із гравієм і галькою	2,0 – 2,1	30 – 35



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Величини щільності ρ , кута внутрішнього тертя φ_0 і зчеплення c для глинистих ґрунтів різної консистенції наведені в табл. 2.7.

Таблиця 2.7

Характеристика глинистих ґрунтів відповідно до будівельних норм і правил

Консистенція ґрунту	Глина			Суглинок			Супісок		
	γ_{ep} , кН/м ²	φ_0 , град	c , МПа	γ_{ep} , кН/м ²	φ_0 , град	c , МПа	γ_{ep} , кН/м ²	φ_0 , град	c , МПа
Тверда	21,5	22	0,1	21,5	25	0,06	20,5	28	0,02
Напівтверда	21,0	20	0,06	21,0	23	0,04	20,0	26	0,015
Тугопластична	20,5	18	0,04	20,0	21	0,025	19,5	24	0,010
М'якопластична	19,5	14	0,02	19,0	17	0,015	19,0	20	0,005
Текучопластична	19,0	8	0,01	18,5	13	0,010	18,5	18	0,002
Текуча	18,0	6	0,005	18,0	10	0,005	18,0	14	0

При виробництві земляних робіт і визначенні ряду параметрів землерийних машин необхідно знати величину кута природного укосу ґрунту $\varphi_{ук}$, що залежить від ряду факторів. Значення кута $\varphi_{ук}$ у градусах для різних ґрунтів і різного їхнього стану наведені в табл. 2.8.

Таблиця 2.8

Значення кута природного укосу $\varphi_{ук}$, град.

Ґрунт	Гравій	Галька	Пісок			Глина	Суглинок	Суглинок легкий	Вирощу- ваний ґрунт
			Крупний	Середній	Дрібний				
Сухий	40	35	30	28	25	45	50	40	40
Вологий	40	45	32	35	30	35	40	30	35
Мокрий	35	25	27	25	20	15	30	20	25

На процес взаємодії робочих органів землерийних машин із ґрунтом впливає опір зовнішньому тертю, кількісно оцінюване величиною коефіцієнта тертя μ . Коефіцієнт тертя між робочим органом і ґрунтом з непорушеною структурою і порушеної із збільшенням тиску змінюється по-різному: у першому випадку він збільшується, а в другому зменшується. Спостерігається також істотне зменшення μ із збільшенням вологості ґрунту.

Величина μ для попередніх розрахунків приведена в таблиці 2.9.

При виробництві машин для земляних робіт у будівництві і у гірничій справі використовується ряд виробничих класифікацій ґрунтів за трудностю розробки. А.М.Зеленін запропонував **класифікувати ґрунти за числом ударів щільноміра ДорНДІ**

Категорія ґрунту	I	II	III	IV
Число ударів	1-4	5-8	9-16	17-35

Таблиця 2.9

Значення коефіцієнта зовнішнього тертя ґрунтів

Тип ґрунту	$\mu = \operatorname{tg} \varphi$	Тип ґрунту	$\mu = \operatorname{tg} \varphi$
Глина	0,1...0,4	Піщані сланці	0,25...0,29
Суглинок	0,5...0,7	Піщаники	0,16...0,20
Пісок	0,3...0,8	Вапняки	0,42...0,56
Мергель	0,135	Доломіти	0,32...0,50
Глинисті сланці	0,25...0,29	Кременисті породи	0,52...0,53
Мерзла глина	0,2...0,3		



Національний університет
водного господарства

Прилад являє собою циліндричний стрижень перетином 1 см^2 , на який надіта ги́ря масою $2,5 \text{ кг}$ (рис. 2.8). Падаючи з висоти $0,4 \text{ м}$, ги́ря ударяється в упорну шайбу на стрижні, примушуючи його занурюватися в ґрунт. Числом ударів ги́рі або, що рівнозначно, роботою для занурення стрижня на 10 см оцінюється міцність ґрунту. Зокрема, до I категорії відносяться ґрунти з показниками щільноміра від 1 до 4, до IV категорії - від 17 до 35. Варто зазначити, що більш вірну оцінку опору різанню щільномір ДорНДІ дає для ґрунтів, при руйнуванні яких переважають пластичні деформації. Точність такого визначення знижується в міру збільшення крихкості ґрунтів.

У даний час ведеться розробка уточненої системи категорій ґрунтів, заснованої на критеріях енергоємності різання і копання ґрунтів.

Примерзання - властивість ґрунтів приєднуватися до поверхонь деталей і конструкцій машин при температурі замерзання. Процес примерзання проходить звичайно в два етапи: незамерзлий ґрунт, що спочатку розробляється, прилипає до деталі або конструкції і потім прилиплий ґрунт замерзає. В результаті замерзання ґрунтової води в зоні контакту розвиваються сили зчеплення більше 200 Н/см^2 , що дуже затрудняє виробництво земляних робіт.

Опір різанню - здатність ґрунтів чинити опір механічній дії, що викликає певну сукупність напруг стиснення, розтягування і зсуву, подолання яких завершується руйнуванням ґрунту і відділенням від масиву його шматків або шару.

Різання - основний спосіб розробки ґрунтів, за принципом якого влаштовано і діє більшість землерийних і землерийно-транспортних машин. Тому опір різанню - один з найважливіших чинників проектування і експлуатації

машин для земляних робіт. Залежно від опору різанню ґрунти діляться на категорії. Міцність ґрунтів у даному випадку характеризується середньо-максимальним питомим опором вільному зрізу гострим ножом, що відділяє стружку при куті різання 45° (рис. 2.9). Цей показник характеризує опір ґрунту, що доводиться на одиницю площі

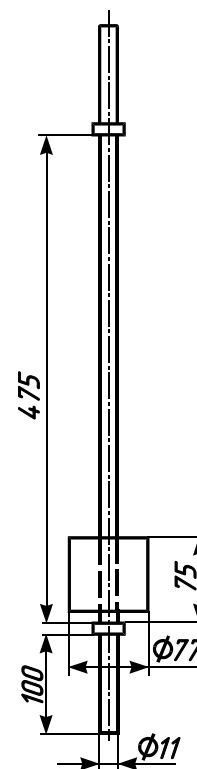


Рис. 2.8. Щільномір ДорНДІ

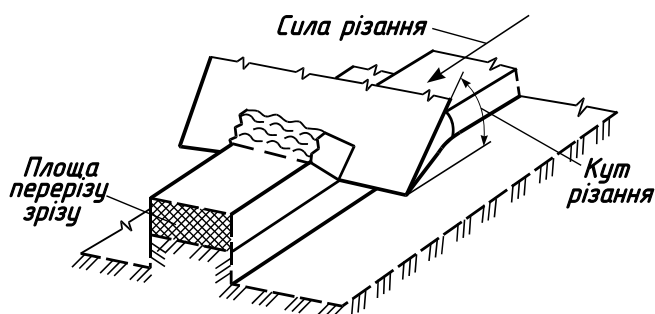


Рис. 2.9. Схема вільного зрізу гострим ножом

поперечного перетину зрізу при відокремленні стружки від ґрунтового масиву.

Особливістю властивостей замерзлих ґрунтів у порівнянні з незамерзлимими (талими), є те, що перші значно міцні. Наприклад, опір різанню гострим ножом замерзлої глини з температурою -15°C за даними дослідів досягає 2,5...3,0 МПа, що в 50...60 разів перевищує опір цього ж ґрунту в талому стані. Тимчасовий опір стисненню при температурі -10°C складає в суглинків 3,5...5,0 МПа, супісків 5...8 МПа, пісків 9...12 МПа, що набагато перевищує опір цих ґрунтів у талому стані.

Основною причиною підвищення опору розробці ґрунтів при негативній температурі є замерзання води, що міститься в ґрунті. Лід стає цементуючим матеріалом в замерзлому ґрунті, зв'язуючим мінеральні частинки в міцний моноліт.

Замерзлі глинисті ґрунти, окрім значного збільшення міцності, відрізняються розвитком пластичних деформацій під дією навантаження і пучністю.

Розглянуті фізико-механічні характеристики ґрунтів і їхні кількісні значення використовуються для об'єктивної оцінки труднощів розробки ґрунтів землерийними машинами, обґрунтування параметрів знову створюваних машин і визначення продуктивності машин, що працюють в різних ґрунтових умовах.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

2.3. Природа міцності і способи руйнування ґрунтів

Міцність і деформація ґрунтів визначаються властивостями ґрунтових частинок і зв'язків між ними.

Міцність ґрунтових частинок (як і хімічних з'єднань взагалі) обумовлена внутрішньомолекулярними силами первинної валентності. Сили зв'язків між частинками (зчеплення) мають складну природу. М.О.Цитович називає такі їх види: молекулярні, цементації, структурно-колоїдні, водоадсорбційні, механічні.

Сили зчеплення в ґрунтах змінюються в часі. За Н.Я.Денисовим первинне зчеплення, що виникає в ґрунтах при їх стисненні - результат впливу міжмолекулярних сил вторинної валентності Ван-дер-Ваальса, що мають електричну природу. Первинне зчеплення залежить від вогкості, оскільки плівки зв'язаної води, навколишні ґрунтові частинки, заважають їх зближенню. На ребрах частинок товщина плівок якнайменша, внаслідок чого сили взаємного тяжіння частинок досягають тут найбільших значень. Крім того, первинне зчеплення залежить від тиску на ґрунт. При зміні тиску число контактів частинок змінюється.

Після виникнення первинного зчеплення з'являється і поступово наростає зчеплення зміцнення, що є результатом тривалих хімічних, фізико-хімічних і біохімічних процесів. Його наслідком виявляється литифікація (кам'яніння) ґрунтів, поступове перетворення їх в монолітні гірські породи.

Внаслідок поступового наростання зчеплення зміцнення міцності ґрунтів аналогічного походження, але різного віку може змінюватися від невеликих значень до значень, співрозмірних з міцністю частинок.

Для більшості піщано-глинистих ґрунтів міцність зв'язків між частинками менше міцності частинок, тому ґрунти руйнуються в основному по зв'язках між частинками.

Механічне руйнування глинистих ґрунтів слід розглядати основним чином як результат подолання внутрішніх зв'язків між частинками, які визначаються міцністю утворень цементацій. Разом з тим слід враховувати різномірність ґрунтів.

Внаслідок відмінності частинок за крупністю і орієнтацією, а також різній міцності їх зв'язків руйнування протікає складним шляхом. Після додаткового навантаження зв'язки руйнуються не відразу по всій зоні її дії, а поступово, спочатку там, де їх міцність мінімальна, а напруги максимальні. В місцях руйнування зв'язків з'являються мікротріщини і виділяються елементи тієї або іншої форми і величини, які при підвищенні навантаження про-довжують подрібнюватися.

Розробка ґрунтів завжди включає в себе в першу чергу їх руйнування. Тому при створенні машин для земляних робіт завжди потрібно прагнути використання таких принципів дії на ґрунт, які забезпечують мінімальну енергоємність їх руйнування.

Способи руйнування ґрунтів визначаються в основному видом енергетичної дії. В теперішній час у будівництві застосовують переважно наступні способи руйнування: механічний, гідравлічний, вибуховий.

Механічне руйнування відбувається в результаті зосередженої контактної силової дії робочого органа на ґрунт. При цьому шар або шматки ґрунту звичайно відділяються від масиву за допомогою клиноподібних інструментів, що рухаються щодо ґрунтового масиву, тобто відбувається різання ґрунту.

Механічне руйнування залежно від швидкості руху робочого інструменту можна умовно розділити на статичне і динамічне. Статичне руйнування забезпечується звичайно робочим інструментом, що має невеликі швидкості руху (до 2,0...2,5 м/с) і є найбільш розповсюдженим у цих машинах. Руйнування ґрунтів, забезпечуване вібраційно-ударним і вібро-ударним інструментом, відносять до динамічного способу. Ударний спосіб руйнування має досить широке розповсюдження при розпушенні міцних гірських і мерзлих ґрунтів. Для цього створені навісні на екскаватори і трактори гідравлічні, пневматичні, механічні і дизельні молоти, відбійні молотки і т. п. Вібраційні і віброударні способи руйнування ґрунтів поки що не отримали широкого промислового застосування.

Енергоємність процесів механічного руйнування при розробці піщаних і глинистих ґрунтів залежно від їх міцності, розмірів і конструкції робочих органів складає 0,05...0,5 кВт·год./м³.

Гідравлічне руйнування базується на використанні енергії рідини - кінетичної енергії струменя води, гідравлічного удару і т.п. Найбільш широко гідравлічна розробка ґрунту ведеться з використанням напірного струменя води і всмоктуванням його з дна водоймищ. При такій розробці витрати енергії на 1 м³ ґрунту досягають 4 кВт·год., а витрата води до 50...60 м³. Не дивлячись на велику енергоємність і витрату води у вигляді невеликої трудомісткості і ряду інших переваг, цей спосіб руйнування ґрунтів знаходить достатньо широке застосування в народному господарстві.

Вибуховий спосіб забезпечує руйнування ґрунтів під високим тиском газів, утворених при горінні вибухових речовин, які закладають в спеціально пробурені в ґрунті отвори (шпури), прорізані вузькі щілини або траншею. Цей спосіб являється одним із найбільш дорогих, але застосування його досить широке для рихлення міцних скельних ґрунтів і мерзлих порід, коли неможливе застосування других способів.

Крім вказаних основних способів в останній час починають знаходити застосування також фізичні, хімічні і комбіновані способи руйнування ґрунтів.

До фізичних способів руйнування відносять дію на ґрунти температурних змін (випалювання міцних ґрунтів, розтоплення мерзлих ґрунтів), струмів високої частоти, ультразвуку, електромагнітної і інфрачервоної енергії та ін.

Хімічний спосіб руйнування заключається в основному переводі ґрунту в пластичний (рідкий) стан і застосовується, наприклад, для запобігання зміцнення ґрунтів при їх промерзанні. Він заснований на властивостях різних хімічних реагентів, володіючи пониженою температурою замерзання. Ці реагенти, добавлені до водонасичених ґрунтів, здатні запобігати видоутворенню. В якості реагентів частіше всього застосовують хлористий натрій і хлористий калій.

Комбінований спосіб руйнування ґрунтів застосовують, в основному, для зниження енергоємності і підвищення ефективності основних способів. До таких способів в першу чергу слід віднести: гідромеханічний, термомеханічний, термопневматичний, електрогідравлічний, газомеханічний, вибухово-механічний, вибухово-гідравлічний і електротермічний.

Гідромеханічний спосіб розробки ґрунтів знаходить широке застосування, наприклад, в землесосних снарядах, де механічне рихлення інших ґрунтів сприяє значному зниженню енергоємності робочого процесу.

Термомеханічні і термопневматичні способи знаходять застосування в термобурах, призначених для буріння міцних гірських і мерзлих ґрунтів. При термомеханічному способі

руйнування ґрунту відбувається шляхом прогріву його високотемпературним газовим струменем і подальшим руйнуванням термопослабленого шару ґрунту ріжучим струменем. При термопневматичному бурінні руйнування і видалення із скважини ґрунту забезпечується тільки високотемпературним газовим струменем. Газові струмені в термобурах утворюються при згорянні рідкого палива і окислення (кисню, повітря і т.д.). Їх температура досягає 1800...2000°C, а швидкість 1400 м/с.

Електрогідравлічний спосіб руйнування ґрунтів використовує ударну хвилю, яка утворюється в іскровому розряді в рідині. Тепло, утворене в іскровому розрядному каналі, нагріває і випаровує близькі шари рідини, утворює паро-газову область з високим тиском, яке руйнує ґрунт.

На цьому принципі працює, наприклад, електрогідравлічна установка для подрібнення валунів і невеликих каменів, які утворюються вибуховим способом руйнування ґрунтів.

Газо-механічний спосіб руйнування ґрунтів забезпечує наприклад, шляхом подачі імпульсами газів під тиском в отвори, які знаходяться на робочому органі землерийної машини (каналокопач, бульдозер). Виходячи через отвори гази забезпечують розпушення ґрунту і зменшують опір руху робочого органа.

Найбільш розповсюдженим способом руйнування ґрунтів являється механічний спосіб, за допомогою якого виконують до 85% всього об'єму земляних робіт. Досить широке застосування знаходять також гідравлічні, гідромеханічні і вибуховий способи.

2.4. Вибір та визначення вихідних даних для розрахунку машин

З метою вибору числових значень фізико-механічних показників, які впливають на трудність їх розробки, перш за все, необхідно визначити за стандартною методикою природну вологість ґрунту. Потім за цією ж методикою потрібно визначити число пластичності, границі текучості і розкочування, а також показник консистенції. За числом пластичності визначають тип ґрунту, а за показником консистенції його консистенцію.

Якщо відомі показники консистенції, то вибирають для кожного типу ґрунту із таблиці числових значень коефіцієнт зчеплення (c), кут внутрішнього (φ_0) і вагу ґрунту (γ_{zp}). Для глинистих ґрунтів значення цих показників приведені в табл. 2.7.

Інша методика, яка розроблена в Національному університеті водного господарства та природокористування, дозволяє визначити необхідні показники, якщо відома тільки природна вологість ґрунту.

У цьому випадку тип ґрунту в першому наближенні можна визначити за найбільш ймовірною природною вологістю ґрунту, яка знаходиться в межах: для пісків - $\omega=7...10\%$; для супісків - $\omega=10...15\%$; для суглинків - $\omega=15...25\%$; для глин - $\omega=25...35\%$.

Число пластичності, границі текучості і розкочування, а також показник консистенції необхідно визначити за кореляційними залежностями А.М.Зеленіна

$$\omega_n = \omega - 8, \quad (2.7)$$

$$\omega_m = 14,8 + 1,2\omega_n = 1,2\omega + 5,2, \quad (2.8)$$

$$\omega_p = \omega_m - \omega_n = 0,2\omega + 13,2, \quad (2.9)$$

$$B'_k = \frac{\omega - \omega_p}{\omega_m - \omega_p} = \frac{0,8\omega - 13,2}{\omega - 8}. \quad (2.10)$$

За числом пластичності ґрунти розділені наступним чином: пісок, супісок - $\omega_n=1...7$; суглинок - $\omega_n=7...17$; глина - $\omega_n > 17$.

У залежності від показника консистенції ґрунти бувають твердої консистенції ($B'_k < 0$), напівтвердої ($0 \leq B'_k \leq 0,25$), тугопластичної ($0,25 \leq B'_k \leq 0,5$); м'якопластичної ($0,5 \leq B'_k \leq 0,75$); текучопластичної ($0,75 \leq B'_k \leq 1$); текучої ($B'_k > 1$).

Несуча спроможність ґрунту характеризується критичним тиском ґрунту на основу штампа (робочого органа) ($q_{кр}$), який руйнує ґрунт за рахунок зсуву і відділення ґрунту від

масиву. Критичний тиск визначається за формулою Паукера

$$q_{кр} = \gamma_{zp} \left(h_3 + \frac{c}{\gamma_{zp} \operatorname{tg} \varphi_o} \right) \operatorname{tg}^4 \left(45^\circ + \frac{\varphi_o}{2} \right), \quad (2.11)$$

де h_3 - величина заглиблення штампа.

Відношення приросту бокового тиску до приросту стискаючого (осьового) тиску характеризується коефіцієнтом бокового тиску (ξ), який визначається за формулою Г.І.Покровського

$$\xi = 1,0 - 0,74 \operatorname{tg} \varphi_o - \frac{1,52 \cdot c}{q_{кр}}. \quad (2.12)$$

Для пісків - $\xi=0,4...0,45$; для супісків - $\xi=0,5...0,6$; для глин - $\xi=0,6...0,7$.

Кореляційна залежність між числом ударів щільноміра ДорНДІ ($C_{y\partial}$) і вологістю (ω) має наступний вигляд

$$C_{y\partial} = a e^{-b\omega}, \quad (2.13)$$

де a і b - емпіричні коефіцієнти, які залежать від типу ґрунту: для глини $a=118,6$ і $b=0,11$; для суглинку - $a=50,2$ і $b=0,12$; для супіску - $a=28,6$ і $b=0,13$.

Вихідні дані для найбільш ймовірних типів ґрунтів приведені у табл. 2.10.

Таблиця 2.10

Характеристика найбільш ймовірних типів ґрунтів

Тип ґрунту	Природна вологість, ω %	Коефіцієнт консистенції, B'_k	Коефіцієнт зчеплення, c , МПа	Кут внутр. тертя, φ_o , град.	Кут зовн. тертя, φ , град.	Питома вага ґрунту, γ_{zp} , кН/м ³	Несуча спроможність ґрунту, $q_{кр}$, МПа	Кількість ударів щільноміра, $C_{y\partial}$, (категорія)
Твердий супісок	10...14	$B'_k < 0$	0,02	28	25	20,5	0,37	5...8 (II)
Напівтвердий суглинок	17...20	$0 < B'_k < 0,25$	0,04	23	21	21,0	0,55	5...8 (II)
Тугопlastична глина	25...30	$0,25 < B'_k < 0,5$	0,04	18	22	20,5	0,48	5...8 (II)
Твердий суглинок	10...14	$B'_k < 0$	0,06	25	21	21,5	0,85	9...16 (III)
Напівтверда глина	17...20	$0 < B'_k < 0,25$	0,06	20	22	21,0	0,73	13...18 (III з переходом на IV)

Контрольні питання

1. Дайте характеристику ґрунтам, як робочому середовищу ЗТМ.
2. Охарактеризуйте фізичні властивості ґрунтів, як робочого середовища ЗТМ.
3. Охарактеризуйте механічні властивості ґрунтів, як робочого середовища ЗТМ.
4. Поясніть класифікацію ґрунтів за числом ударів щільноміра ДорНДІ.
5. Поясніть природу міцності ґрунтів.
6. Охарактеризуйте способи руйнування ґрунтів.

7. Правила вибору та визначення вихідних даних для розрахунку машин



Національний університет
водного господарства
та природокористування

3. ОСНОВИ ТЕОРІЇ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ МАШИН ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ І ЇХ ВЗАЄМОДІЯ З ҐРУНТОМ

3.1. Вимоги до конструкцій робочих органів машин для земляних робіт

Конструкція робочого органа машини для земляних робіт визначається в першу чергу його технологічними функціями, якими можуть бути відділення від масиву шматків або шару (стружки) ґрунту, захоплення ґрунту, що відділився від масиву, його накопичення, утримання при перенесенні, укладання або навантаження, планування, переміщення по поверхні, ущільнення, продавлення і т.д.

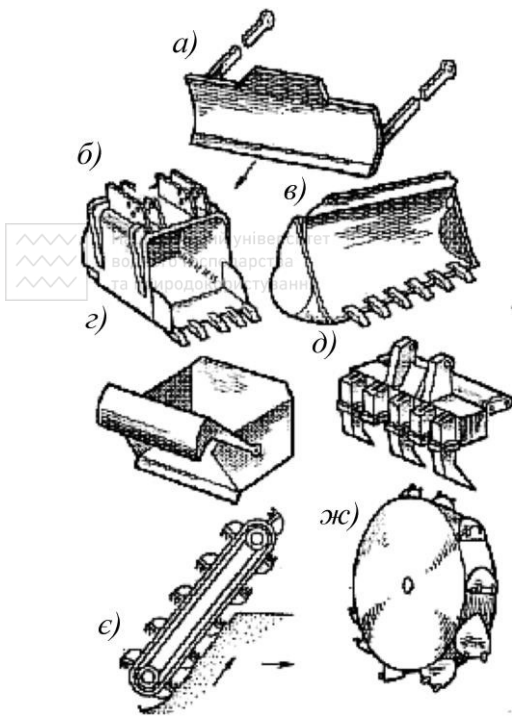


Рис. 3.1. Основні види робочих органів:

а - відвал бульдозера; б - ковш екскаватора; в - ківш навантажувача; г - ківш скрепера; д - зуби розпушувача; е - ланцюговий ківшевий орган; ж - роторне колесо

Робочий орган може призначатися для здійснення однієї або декількох технологічних функцій. Відповідною повинна бути і його конструкція (рис. 3.1). Наприклад, якщо призначення робочого органа обмежується відділенням від масиву шматків ґрунту (спушенням), він може складатися тільки з робочого інструменту у вигляді зубів або іклів. Але якщо його функції полягають також в захопленні, накопиченні і утриманні ґрунту при перенесенні, конструкція повинна мати зуби, козирок для зачерпування ґрунту і місткість для його накопичення і утримання (наприклад, екскаваторний ківш). Для відділення ґрунту від масиву, його накопичення і переміщення по поверхні робочий орган повинен мати ріжучу частину і відвал (наприклад, в бульдозері).

Різновиди робочих органів з однаковими технологічними функціями визначаються також кінематичними умовами робочого процесу машини. Ланцюговий і ро-торний траншейні екскаватори при однакових технологічних функціях мають різні конструкції робочого органа внаслідок різних кінематичних умов робочого процесу: в ланцюговому траншейному екскаваторі власний поступальний рух поєднується з поступальним рухом ківшевого ланцюга, в роторному - з обертальним рухом ротора.

Разом з відповідністю технологічним функціям конструкція робочого органа повинна задовольняти вимогам досягнення заданої продуктивності машини (робочий орган повинен володіти достатніми розмірами, робочими зусиллями і швидкостями), можливо малій енергоємності розробки ґрунту і матеріаломісткості, міцності, надійності, простоти експлуатації.

У зв'язку з вимогами міцності і надійності конструкція робочого органа повинна мати несучі елементи. Висока абразивність ґрунтів вимагає передбачення заходів по забезпеченню достатньої зносостійкості конструкції, включаючи застосування спеціальних сталей (ГОСТ 17152-71), зносостійких наплавлень, легкозамінних деталей (коронки на зубах, знімні ножі, реверсуючі зуби та ін.).

Загальною вимогою до конструкцій робочих органів машин для земляних робіт є їх економічна ефективність.

3.2. Опір ґрунтів копанню

Більшість машин для земляних робіт влаштована і працює за принципом різання ґрунтів. Тому опір різанню складає звичайно переважаючу частину їх робочого опору. Разом

з тим опір різанню не вичерпує весь робочий опір: ківшеві машини повинні долати опори призми волочіння і заповненню ґрунтом (рис. 3.2, а, б) відвальні машини - опір призми волочіння і просуванню стружки крізь неї (рис. 3.2, в).

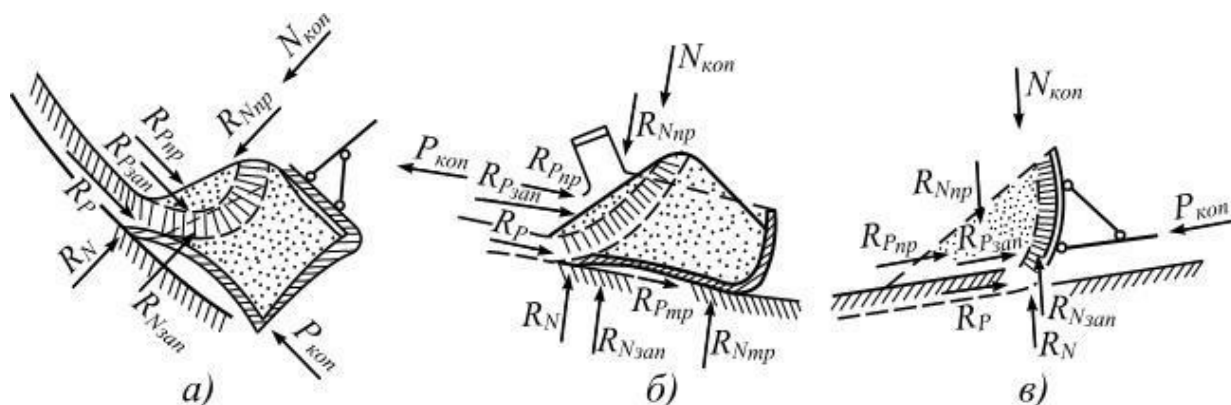


Рис. 3.2. Схеми сил копання і опорів ґрунту копанню для робочих органів:

а - жорстко закріпленого ковша; б - ковша, що протягається по масиву; в - відвала з ножом

За пропозицією М.Г.Домбровського, суму робочих опорів землерийної або землерийно-транспортної машини називають опором копанню, а сили для їх подолання - силами копання.

Силу, що прикладається до робочого органа по дотичній до його траєкторії, називають силою копання, а по нормалі до траєкторії - нормальною силою копання; їх результуюча складає повну силу копання.

Сила копання звичайно має три складові:

$$P_{kop} = P + P_{np} + P_{zap}, \quad (3.1)$$

де: P - сила різання; P_{np} і P_{zap} - сили для подолання опорів призми волочіння і заповненню ковша або просуванню стружки крізь призму волочіння.

Нормальна сила копання

$$N_{kop} = N + N_{np} + N_{zap}, \quad (3.2)$$

де N , N_{np} і N_{zap} - відповідно нормальна сила різання, нормальні сили для подолання опору призми волочіння і заповненню ковша або просуванню стружки крізь призму волочіння.

Ковші драглайнів повинні долати ще сили опору тертю або поверхню ґрунтового масиву R_{Pnp} і R_{Nnp} (див. рис. 3.2, б).

М.Г.Домбровський запропонував визначати силу копання за розрахунковою площею поперечного перетину зрізу ґрунту $F_{зр}$ і середньою питомою силою копання p_{kop} машиною даного типу

$$P_{kop} = p_{kop} F_{зр}. \quad (3.3)$$

При цьому способі розрахунку приймають, що середня питома сила копання не залежить від співвідношення складових сили копання - P , P_{np} і P_{zap} для різних конструкцій і станів робочого органа. Нормальна сила копання в даному випадку визначається по силі копання за допомогою емпіричного коефіцієнта ψ .

Спосіб розрахунку сил копання, запропонований М.Г.Домбровським ще в кінці 30-х років, завдяки своїй простоті отримав широке застосування і сприяв розвитку екскаваторобудування в СРСР. Надалі необхідність підвищення точності розрахунків, особливо у зв'язку із створенням нових типів і моделей землерийних машин, зажадала враховувати конкретні закономірності процесів різання і копання ґрунтів, виявлені в результаті подальших до-сліджень.

Для цієї складової робочого навантаження на землерийну машину було запропоновано визначати роздільно для конкретних умов роботи і конструкцій машини з подальшим їх підсумовуванням за формулами (3.1) і (3.2), завдяки чому досягається краще узгодження форми і розмірів робочого органа машини з умовами її використання.

У спрощених розрахунках допускається обчислення сили копання за силою різання

через коефіцієнт k_{piz} , який характеризує відношення сили різання до сили копання:

$$P_{kon} = \frac{P}{k_{piz}}. \quad (3.4)$$

Цей спосіб розрахунку застосовується в тих випадках, коли явно відомо, що в опорах копанню переважають опори різанню, і тому похибка в оцінці решти складових мало позначається на всій величині сили копання. Такі умови можуть бути під час розробки ґрунтів підвищеної міцності і розробки їх різанням з вертикальною або дуже нахиленою поверхнею масиву. Але для застосування цього способу необхідно знати залежність коефіцієнта k_{piz} від міцності ґрунтів для машин різних типів.

У розрахунках робочих навантажень для машин з робочим обладнанням великої маси і істотною податливістю, а також працюючих з частими і значними змінами швидкостей і зусиль необхідно враховувати також динаміку робочого процесу - вплив сил інерції, коливань конструкцій, коливань і варіацій сил опору ґрунту, зворотний зв'язок у взаємодії робочого органа з ґрунтом, динаміку приводів.

3.3. Основні закономірності і особливості різання ґрунтів

У технологічному відношенні під різанням ґрунтів мається на увазі процес відділення від ґрунтового масиву шматків або шарів (стружки) інструментом клиноподібної форми. У фізичних відносинах - це один із способів механічного руйнування ґрунтів.

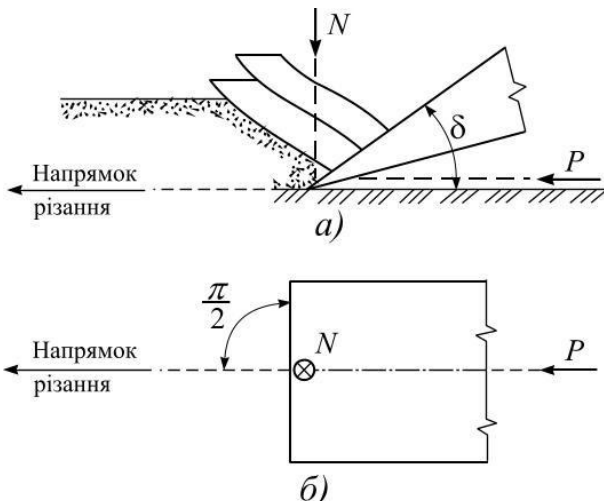


Рис. 3.3. Положення ріжучого інструменту в процесі прямокутного різання з відділенням стружки: а - профіль; б - план

При розробці ґрунтів машинами для земляних робіт найбільш поширений спосіб різання ґрунтів з відділенням стружки (рис. 3.3), коли грані ріжучого клина утворюють з напрямом різання в профілі кути більше $n/2$, але менше n , а в плані ріжуча кромка складає звичайно прямий кут з напрямом різання. За загальними технологічними вимогами до машин для земляних робіт їх ріжучі кромки можуть утворювати також гострий кут з напрямом різання (рис. 3.4, б, д, є, ж).

Кути між передньою гранню ножа і поверхнею зрізу називається кутом різання, а кут між задньою гранню ножа і поверхнею різання - заднім кутом.

Залежно від положення ріжучого інструменту в ґрунтовому масиві розрізняють такі різновиди різання: блокове (рис. 3.4, л), з однією (рис. 3.4, м) і двома (рис. 3.4, н), поверхнями бокового зрізу, напіввільне (рис. 3.4, о), вільне (рис. 3.4, п).

Не дивлячись на зафіксоване положення ріжучого інструменту по відношенню до масиву, в процесі різання ґрунтів внаслідок складної природи зв'язків між частинками і різноманітності властивостей і стану ґрунтів стружка може відділятися різних видів: зливна, східчаста, елементна і відриву (рис. 3.5, а, б, в, г). Наприклад, на вологих пластичних глинистих ґрунтах частіше за все утворюється зливна стружка, на ґрунтах із значним зчепленням зміцнення - елементна.

Опір ґрунтів різанню залежить від їх міцності і геометричних умов процесу (ширини і товщини зрізу, кута різання, величини затуплення і ступеня зносу ріжучого інструменту).

Одна з найістотніших особливостей процесу різання ґрунтів полягає в просторовості взаємодії з ними ріжучого інструменту, яка виявляється в утворенні прорізу характерного трапецієвидного перетину під час блокового різання, виникненні різних за величиною і природою опорів ґрунту руйнуванню в різних частинах зони руйнування ґрунтового масиву

перед ножем і в неоднаковій залежності сили різання від ширини і товщини зрізу.

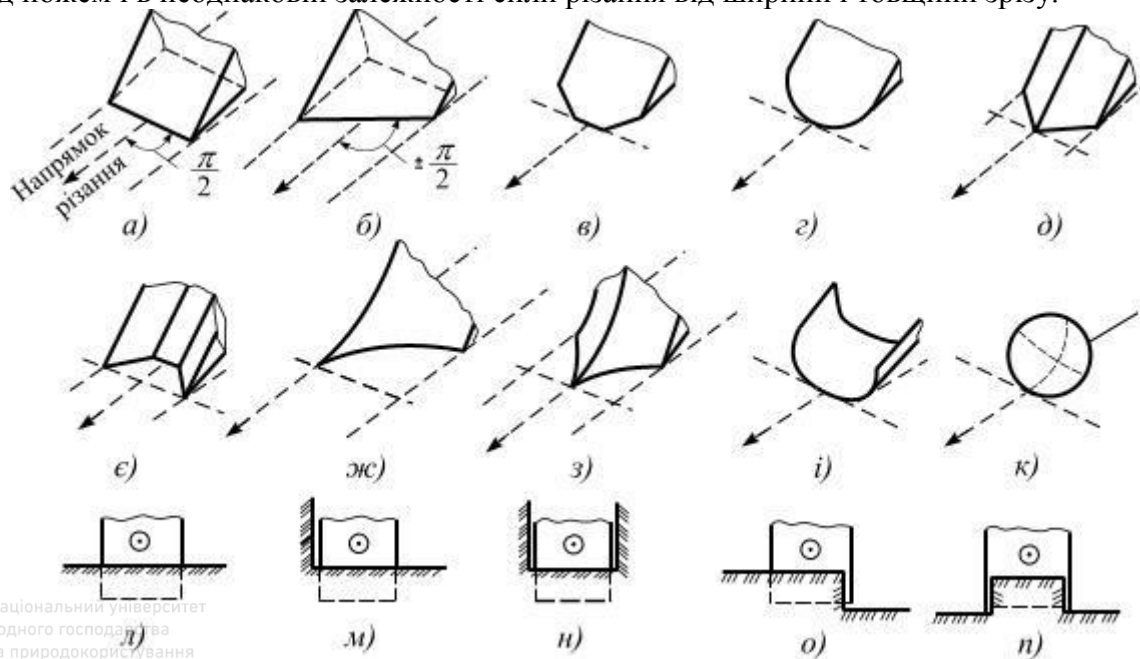


Рис. 3.4. Основні види різання ґрунтів з відділенням стружки:

а - прямокутне плоским клином; *б* - косокутне плоским клином; *в* - прямокутне плоским клином з ломаною різальною кромкою; *г* - те ж, по опуклій кривій; *д, е* - двограним і тригранним ножами; *ж, з* - косе криволінійним ножем; *і* - лоткоподібним ножем; *к* - сферичним ножем; *л* - блоковане; *м* - блоковане з однією поверхнею бічного зрізу; *н* - теж з двома поверхнями бічного зрізу; *о* - напіввільне різання; *п* - вільне різання

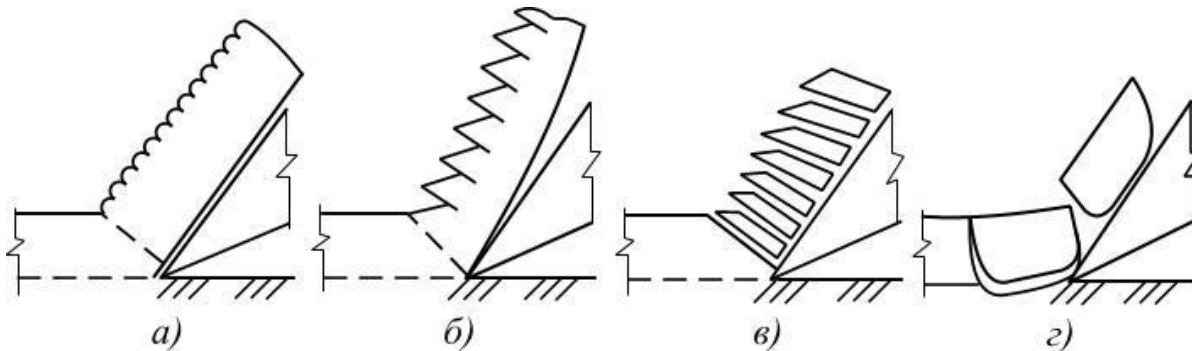


Рис. 3.5. Види стружки утвореної в процесі різання ґрунтів:
а - зливна; *б* - ступінчаста; *в* - елементна; *г* - відриву

У процесі блокування різання ґрунт руйнується в області прорізу, ширина якої на поверхні масиву значно більша ширини ножа (рис. 3.6). На деякій глибині h_1 , яка менша глибини різання h , проріз розширюється; її бічні поверхні утворюють деякий кут γ з поверхнею масиву.

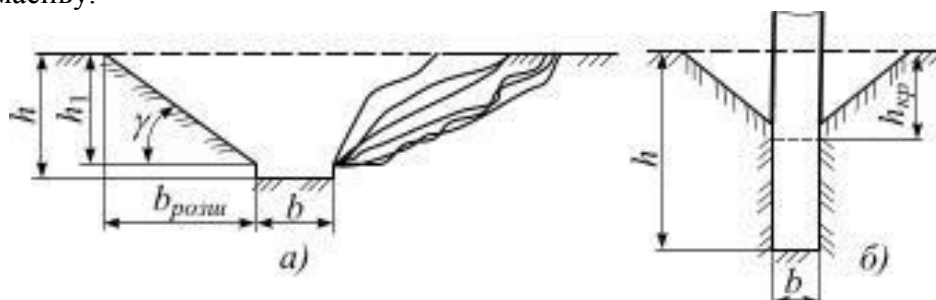


Рис. 3.6. Схеми поперечного перетину прорізу при глибині різання:

а - менше критичної (справа показані контури прорізу для різних ґрунтів); *б* - більше критичної; *b* - ширина зрізу; *h* - товщина зрізу (глибина різання); h_1 - глибина частини

прорізу, що розширюється; $b_{розш}$ - розширення прорізу; γ - кут нахилу бічної поверхні прорізу

Залежність сили різання від ширини зрізу має характер лінійної функції (рис. 3.7, а), а від товщини зрізу (глибини різання) - прискорено зростаючої функції (рис. 3.7, б) різниця цих залежностей відображає відмінність у величині і природі опорів ґрунту в різних частинах зони руйнування перед ножем.

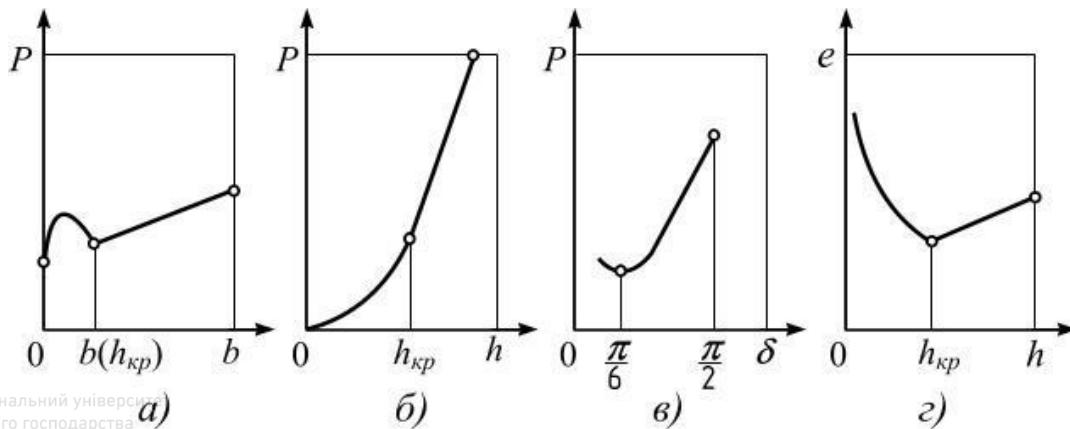


Рис. 3.7. Силова і енергетична залежність процесу блокованого різання:

а - сили різання від ширини зрізу; б - сили різання від товщини зрізу (глибини різання); в - сили різання від кута різання; г - енергоємності різання від товщини зрізу

Ґрунт руйнується в результаті розвитку в ньому складного напруженого стану, причому процес руйнування ґрунту перед лобовою гранню ножа в бічних розширеннях прорізу і біля бічних ребер ножа у дна прорізу протікає по-різному. Опір ґрунту руйнуванню в бічних розширеннях прорізу, віднесене до одиниці площі їх перетинів, в 2...4 рази менше ніж лобовий опір, віднесений до одиниці площі перетину зрізу перед лобовою гранню ножа. Такого роду закономірності процесу зберігаються до деякої межі співвідношення між товщиною і шириною зрізу, відповідного критичній глибині різання $h_{кр}$ (див. рис. 3.6, б), після чого за-лежність сили різання від товщини зрізу стає лінійною, а залежність від ширини зрізу набуває складного характеру (див. рис. 3.7, а, б). Це пояснюється тим, що після досягнення критичної глибини різання припиняється зростання бічних розширень прорізу. Подальше збільшення глибини різання супроводжується утворенням ґрунтового наросту на нижній частині ножа, яким ґрунт відтісняється в сторони від прорізу, що утворюється. З цієї ж причини критичній глибині різання відповідає якнайменша енергоємність різання - величина, що вимірюється відношенням енергії, витраченої на різання, до об'єму ґрунту, що відділився від масиву (див. рис. 3.7, г). Досліди показали, що для більшості ґрунтів при звичайних кутах різання критичній глибині різання відповідає певне відношення глибини різання до ширини зрізу: $h/b=2...4$.

Відзначені особливості процесу, з'єднані загальним поняттям просторовості взаємодії ножа з ґрунтом, вказують на один з основних способів керування ним: ріжучій частині землерийної машини слід надавати таку форму і розміри, щоб велика частина ґрунту руйнувалася так, як в бічних розширеннях прорізу. Відповідно ріжучу частину землерийних машин слід конструювати так, щоб частина площі поперечного перетину зрізу перед лобовою гранню ножа мала можливо менше питоме значення.

У процесі різання ґрунтів великий вплив на опір ґрунту надає затуплення і знос ріжучого інструменту (рис. 3.8). Затуплення і майданчик зносу - найхарактерніші зміни форм ножів і зубів при різанні ґрунтів. Площадка, або криволінійна поверхня зносу по задній грані ріжучого клина утворюється звичайно під негативним кутом δ_1 до траєкторії різання, досягаючим 7...10° (рис. 3.8, б). Затуплення ріжучого інструменту від зустрічі з твердими включеннями в ґрунт (рис. 3.8, в) характеризується радіусом кола, що описує затуплену частину ножа або зуба в профілі.

Вплив цих чинників такий значний, що додаткові опори ґрунту, що викликаються площадкою зносу або затупленням ножа (зуба), можуть навіть переважати в опорі різанню. Що На практиці допускається, що знос ріжучого інструменту може викликати збільшення сили різання ножами або ковшами з суцільною ріжучою кромкою на 90...200%, а ковшами із зубами - на 60...100%, і, отже, підвищення витрат енергії в порівнянні з умовами різання гострими ножами або зубами. Площадка зносу викликає опір навіть при нульовій глибині різання.

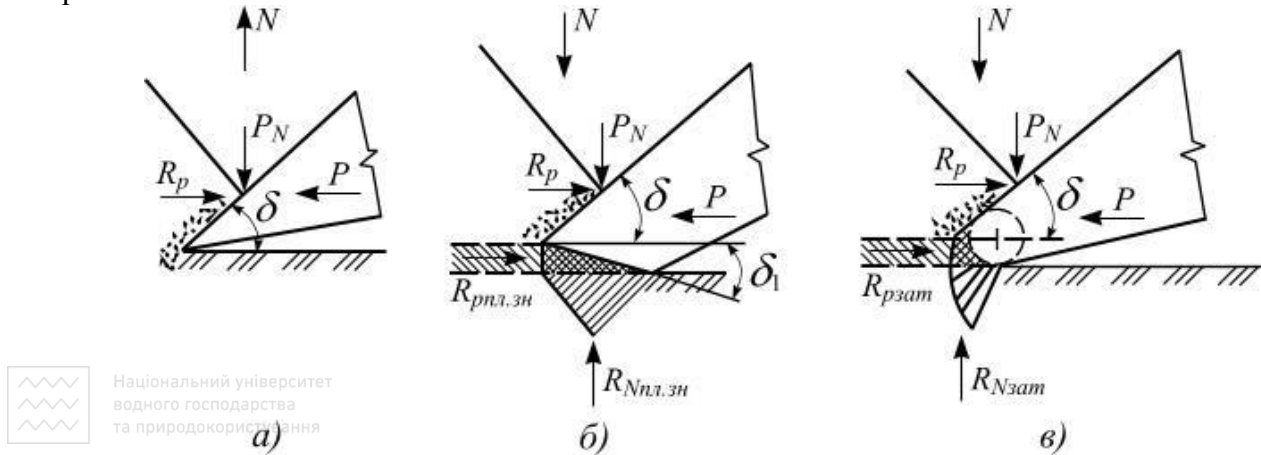


Рис. 3.8. Профілі ножів, що відділяють стружку, діючі на них сили і епюри тиску:
а - гострий ніж; б - з площадкою зношування; в - затуплення

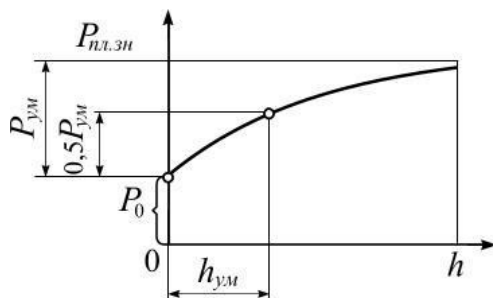


Рис. 3.9. Характер залежності додаткової сили різання для подолання опорів площадки зносу від товщини зрізу

Досліди показали, що вплив площадки зносу і затуплення можна враховувати, визначаючи додаткові сили різання для подолання опорів площадки зносу або затупленню. Ці сили змінюються залежно від товщини зрізу. Дотична до траєкторії сила сповільнено зростає із збільшенням товщини зрізу і нерівна нулю при нульовій глибині різання (рис. 3.9).

Тому, накладаючись на силу для подолання основних опорів ножу, вона викликає значне збільшення сумарної сили різання і істотно змінює нормальну силу різання. Разом з тим затуплення

або знос ріжучого інструменту підвищують енергоємність різання.

Великий вплив зносу і затуплення ріжучого інструменту на опір різанню викликає необхідність додавати ріжучому інструменту такі розміри, щоб довжина ріжучих кромek була мінімальною в межах, що допускаються. При визначенні навантаження на землерийні машини слід обов'язково передбачати знос ріжучої її частини, а при конструюванні – підвищення зносостійкості ріжучого інструменту. При експлуатації не можна допускати надмірного зносу і затуплення ріжучого інструменту, його необхідно своєчасно відновлювати або замінювати. Дослідженнями встановлено, що на сили різання значно впливає кут різання. Збільшення кута різання від 40° до 60° , як і надмірне зменшення його (менше 30°), супроводжується зростанням опору ґрунту (див. рис. 3.7, в). Тому з врахуванням вимог до міцності і зносостійкості ріжучого інструменту, а також забезпечення достатнього заднього кута різання оптимальні кути різання рівні $30...40^\circ$.

Істотна особливість процесу різання ґрунтів полягає також в коливаннях опору різанню. Навіть при незмінних розмірах зрізу і куті різання опір різання змінюється відповідно характеру утворення стружки (рис. 3.10).

Опір ґрунту різанню досягає максимуму перед відділенням елемента стружки, після чого падає до мінімуму. Амплітуда таких коливань для різних ґрунтів неоднакова: вона зростає із збільшенням крихкості ґрунту до $0,8...0,9$ максимальних величин в замерзлих

глинистих і напівскельних ґрунтах, а в незамерзлих глинистих ґрунтах природної вологості вона складає лише 0,2...0,5 максимальної величини.

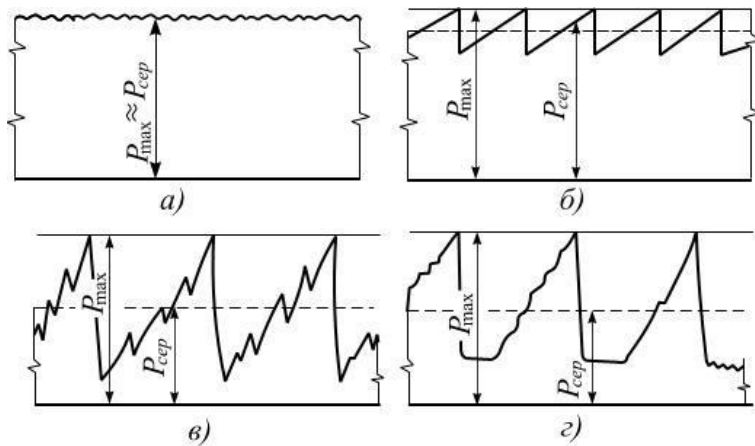


Рис. 3.10. Коливання сили різання при відділенні ґрунтової стружки:

а - зливної; б - ступінчастої; в - елементної; з - відриву

відбувається через непостійність міцнісних властивостей ґрунтів. За дослідними даними коефіцієнт варіації опору різанню більшості глинистих ґрунтів рівний 0,15...0,3. У зв'язку із значністю варіації її необхідно враховувати в розрахунках навантажень на машини, використовуючи відповідні методи теорії ймовірності.

Крім названих особливостей, процес різання ґрунтів відрізняється також інтенсивною контактною взаємодією ріжучого інструменту з ґрунтом, включаючи тертя і клейкість, залежністю сил різання від швидкості, взаємодією простих ножів, що становлять складні наростування на ріжучому інструменті. Всі ці явища відображають відповідні закономірності процесу.

Приведені відомості про процес різання ґрунтів показують, що опір різанню ножом або ковшем землерийної машини складається з опорів, залежних від площі поперечного перетину зрізу і від довжини ріжучих кромek. При цьому в межах площі поперечного перетину зрізу вони розподіляються нерівномірно, що повинно братися до уваги при розрахунку навантажень на землерийні машини і конструюванні їх ріжучої частини.

3.4. Визначення критичної глибини різання

Глибина, при якій порушується стабільність відношення глибини прорізу, що розширюється до повної глибини різання називається **критичною глибиною різання**. Критична глибина є границею рівноваги сил зсуву ґрунту в усіх напрямках. Вище цієї глибини ґрунт руйнується і переміщується в сторону денної поверхні, а нижче – витісняється в бокові стінки прорізу без відділення стружки від ґрунтового середовища.

Збільшення глибини різання ґрунту ножом у верхньому ярусі до $h \leq h_{кр}$ призводить до зменшення енергоємності робочого процесу тому, що інтенсивність зростання опору різанню стає меншою, ніж площа поперечного перерізу щілини, яка нарізується. При $h > h_{кр}$ інтенсивність зростання опору різанню ножа збільшується за рахунок запресовки ґрунту в бічні стінки щілини, яка нарізується, а площа руйнування зменшується. В результаті енергоємність робочого процесу підвищується (див. рис. 3.7, з).

Для усунення закритичної зони ущільнення ґрунту і зниження енергоємності робочого процесу формування щілини на глибину $h > h_{кр}$ повинно здійснюватися багоярусним ЗРО, в якому висота ярусів не перевищує критичної глибини різання.

Тому, перш за все, необхідно знати величину критичної глибини різання в залежності від умов різання (верхній, нижній ярус) і вихідних даних найбільш ймовірних типів талих ґрунтів (див. табл. 2.1).

З цієї метою в Національному університеті водного господарства та

Внаслідок коливань сил опору різанню розрахунок робочого обладнання на міцність ведуть по максимальних значеннях сил опору, в розрахунках роботи і потужності - по середніх.

Особливістю процесу різання ґрунтів є також варіація сил опору. Навіть при однакових положеннях ножа у відповідні моменти процесу сили опору різанню виявляються неоднаковими, коливаючись навкруги деякої середньої величини. Варіація опорів

природокористування під керівництвом професора Кравця С.В. розроблена розрахункова схема взаємодії найбільш поширеного прямолінійного ножа з ґрунтом (рис. 3.11, а, б). При цьому прийняті наступні припущення: 1) ґрунт - однорідне ізотропне середовище, яке характеризується зчепленням, внутрішнім і зовнішнім тертям, щільністю і вологістю; 2) елемент стружки розглядається як тверде тіло у вигляді трикутної призми з двома симетричними кінчними секторами по боках (рис. 3.11, в); 3) критична глибина різання постійна незалежно від того, працює ЗРО у режимі заглиблення або в сталому режимі; 4) впливом швидкості різання і силою тяжіння ґрунту на опір його руйнування знехтувано; 5) закон розподілу нормального тиску на лобову площину ножа в зоні сколювання ґрунту прийнятий лінійним по глибині, що випливає із теорії різання ґрунтів Ветрова Ю.О. та експериментальних даних.

Мінімальний тиск діє на ніж на денній поверхні

$$q_0 = c \cdot \operatorname{ctg} \varphi_0 (A_1 - 1), \quad (3.5)$$

а на критичній глибині він досягає максимально можливого значення по несучій спроможності ґрунту, при якому ґрунт втрачає стійкість, вираховується за формулою Паукера (див. (2.11))

$$A_1 = \frac{\cos \varphi \left(\cos \varphi + \sqrt{\sin^2 \varphi_0 - \sin^2 \varphi} \right) \times \left(\sin \varphi_0 \cos \varphi_\alpha + \sqrt{1 - \sin^2 \varphi_0 \sin^2 \varphi_\alpha} \right)}{\cos^2 \varphi_0 (1 - \sin \varphi_0)}, \quad (3.6)$$

де: c - коефіцієнт зчеплення ґрунту; φ_0 - кут внутрішнього тертя; A_1 - коефіцієнт, який залежить від кута різання ножа, визначається за формулою Соколовського В.В. для проміжних граней,

$$\varphi_\alpha = \pi - \alpha_p - \frac{\varphi}{2} - \frac{1}{2} \arcsin \frac{\sin \varphi}{\sin \varphi_0}.$$

На елементарний об'єм елемента стружки висотою dh в момент попередній сколюванню діють наступні сили, які приведені у вертикальну площину ОАД (див. рис. 3.11, а); активна сила $dN' = dN / \cos \varphi$, яка направлена під кутом зовнішнього тертя ґрунту φ до нормалі лобової площини ножа; нормальна реакція dN_c і дотичні сили dT_c і $2dT_{\text{бок}} \cdot \cos \delta$ в площині зсуву ґрунту. Тоді система рівнянь рівноваги всіх сил на нормальну (n) і дотичну (τ) осі до лобової площини сколювання мають вигляд

$$\begin{cases} \sum P_n = dN_c + dN' \cos(\alpha_p + \varphi + \psi) = 0 \\ \sum P_\tau = dT_c + 2dT_{\text{бок}} \cos \delta - dN' \sin(\alpha_p + \varphi + \psi) = 0. \end{cases} \quad (3.7)$$

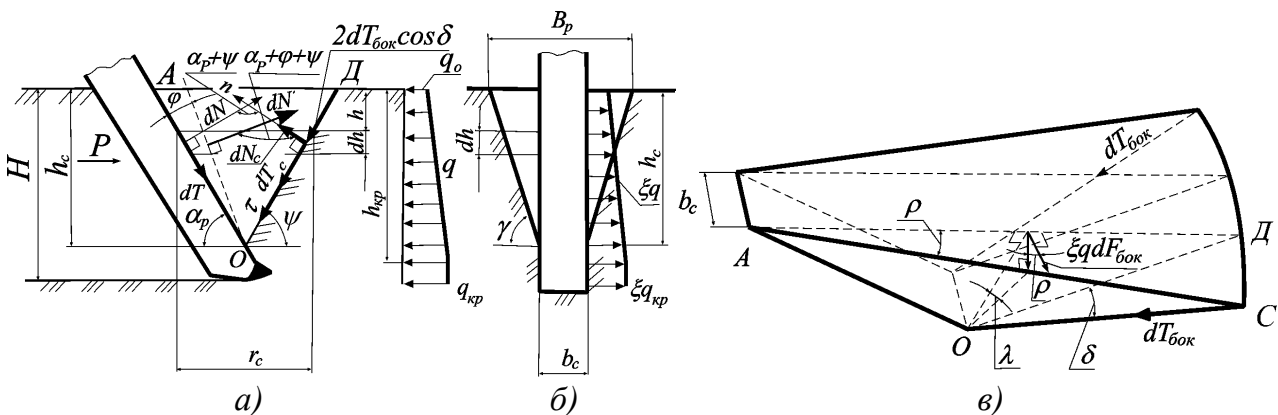


Рис. 3.11. Схема взаємодії ножа з ґрунтовим середовищем:

а - у поздовжній площині; б - у поперечній площині; в - форма елемента стружки

З першого рівняння системи (3.7) маємо

$$dN_c = -\frac{dN}{\cos \varphi} \cos(\alpha_p + \varphi + \psi) = -\frac{qb_c}{\cos \varphi \sin \alpha_p} \cos(\alpha_p + \varphi + \psi) dh, \quad (3.8)$$

де dh - елементарна глибина різання.

Закон розподілу нормального тиску ґрунту на ніж по глибині представимо у вигляді

$$q = q_0 + \frac{q_{кр} - q_0}{h_{кр}} h = q_0 + \frac{q_{кр} - q_0}{h_c} k_{неп} h, \quad (3.9)$$

Де: $k_{неп}$ - відношення глибини зони гарантованого сколювання ґрунту h_c до критичної глибини різання $k_{кр}$ ($k_{неп}=0,9...0,95$); h - поточне значення глибини.

З врахуванням (3.9) вираз (3.8) перепишеться таким чином

$$dN_c = -\frac{\cos(\alpha_p + \varphi + \psi)}{\cos \varphi \sin \alpha_p} b_c \left(q_0 + \frac{q_{кр} - q_0}{h_c} k_{неп} h \right) dh. \quad (3.10)$$

Елементарні дотичні сили, які діють у лобовій (dT_c) і боковій ($dT_{бок}$) площинах сколювання визначаються за законом Кулона для ґрунтів

$$dT_c = tg \varphi_0 dN_c + c dF_c, \quad (3.11)$$

$$dT_{бок} = (\xi q \cos \rho \cos \lambda tg \varphi_0 + c) dF_{бок}, \quad (3.12)$$

де: dF_c , $dF_{бок}$ - елементарні площі відповідно лобової і бокової площин сколювання; ξ - коефіцієнт бокового тиску; ρ , δ , λ - кути, які утворюються боковою площиною сколювання з вертикальною площиною (див. рис. 3.11, в). При цьому елементарні площі відповідно дорівнюють

$$dF_c = (b_c + 2\rho r_c) \frac{dh}{\sin \psi} = \left[b_c + 2\rho (ctg \alpha_p + ctg \psi)(h_c - h) \right] \frac{dh}{\sin \psi}, \quad (3.13)$$

$$dF_{бок} = r_c \frac{dh}{\cos \lambda} = (ctg \alpha_p + ctg \psi)(h_c - h) \frac{dh}{\cos \lambda}, \quad (3.14)$$

де r_c - поточне значення радіуса сколювання ґрунту.

Якщо підставити вирази (3.11) і (3.12) в друге рівняння системи (3.7) з врахуванням рівностей (3.10), (3.13) і (3.14), а потім проінтегрувати його в межах від 0 до h_c , то після проміжних математичних перетворень отримаємо:

$$\begin{aligned} & \left(ctg \alpha_p + ctg \psi \right) \left[\xi \left(q_0 + \frac{q_{кр} - q_0}{3} k_{неп} \right) \cos \delta \cos \rho tg \varphi_0 + \right. \\ & \left. + \frac{c\rho}{\sin \psi} + c \frac{\cos \delta}{\cos \lambda} \right] h_c = \\ & = \left(q_0 + \frac{q_{кр} - q_0}{2} k_{неп} \right) \left[\frac{\sin(\alpha_p + \varphi + \psi)}{\cos \varphi \sin \alpha_p} + tg \varphi_0 \frac{\cos(\alpha_p + \varphi + \psi)}{\cos \varphi \sin \alpha_p} \right] b_c - \frac{c}{\sin \psi} b_c. \end{aligned} \quad (3.15)$$

Із рівняння (3.15) після нескладних тригонометричних перетворень визначимо математичну модель глибини h_c гарантованого сколювання ґрунту і критичної глибини різання.

$$\begin{aligned} h_{кр} &= \frac{h_c}{k_{неп}} = \\ &= \frac{\left(q_0 + \frac{q_{кр} - q_0}{2} k_{неп} \right) \frac{\sin(\alpha_p + \varphi + \psi)}{\cos \varphi \cos \varphi_0 \sin \alpha_p} - \frac{c}{\sin \psi}}{\left(ctg \alpha_p + ctg \psi \right) \left[\xi \left(q_0 + \frac{q_{кр} - q_0}{3} k_{неп} \right) \cos \delta \cos \rho \times \right. \\ & \left. \times tg \varphi_0 + c \left(\frac{\rho}{\sin \psi} + \frac{\cos \delta}{\cos \lambda} \right) \right]} b_c. \end{aligned} \quad (3.16)$$

Кути ρ , δ , λ визначаються із геометричних співвідношень (див. рис. 3.11, в)

$$\cos \rho = \sqrt{1 - \left(\frac{\operatorname{ctg} \gamma}{\operatorname{ctg} \alpha_p + \operatorname{ctg} \psi} \right)^2}, \quad (3.17)$$

$$\cos \lambda = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\operatorname{ctg} \alpha_p \operatorname{ctg} \gamma}{\operatorname{ctg} \alpha_p + \operatorname{ctg} \psi} \right)^2}}, \quad (3.18)$$

$$\cos \delta = 1 - 2(\operatorname{ctg} \alpha_p + \operatorname{ctg} \psi)^2 \sin^2 \psi \sin^2 \frac{\rho}{2}, \quad (3.19)$$

де γ - кут нахилу бокових площин елемента стружки до горизонту ($\gamma = (\pi/4) + (\varphi_0/2)$).

Модель (3.16) може бути використана для визначення критичної глибини різання ґрунту як у верхньому ярусі, так і в наступних нижніх ярусах. Умови роботи ґрунторозробних органів у цих ярусах неідентичні. Верхній ґрунторозробний орган внаслідок впливу денної поверхні працює в умовах блокованого різання і утворює прорізь з боковими розвалами, в яких ґрунт руйнується переважно за рахунок деформації відриву, а тому на бокових площинах елементів стружки відсутні бічний тиск і сили тертя утворюваних елементів стружки на масив ґрунту ($\xi q = 0$). При цьому верхній ґрунторозробний орган створює вільний простір з обмеженим розміром денної поверхні (шириною верхнього ярусу) для виходу ґрунту із нижнього ярусу. Внаслідок цього нижні ґрунторозробні органи формують щілину з бічними розвалами ($\rho > 0$), якщо ширина ярусів збільшується знизу до верху, або прямокутну щілину без розвалів ($\rho = 0$), якщо ширина ярусів незмінна. Формування щілини в нижніх ярусах здійснюється за рахунок деформації зрізу і зсуву, а тому на бічних площинах елементів стружки виникають нормальний тиск ($\xi q > 0$) і сили тертя.

З врахуванням цих особливостей залежність (3.16) для визначення глибини сколювання ґрунту у верхньому і наступних нижніх ярусах перепишеться у вигляді

$$h_{c_1} = \frac{\left(q_0 + \frac{q_{kp} - q_0}{2} k_{nep} \right) \frac{\sin(\alpha_p + \varphi + \varphi_0 + \psi)}{\cos \varphi \cos \varphi_0 \sin \alpha_p} - \frac{c}{\sin \psi}}{(ctg \alpha_p + ctg \psi) c \left(\frac{\rho}{\sin \psi} + \frac{\cos \delta}{\cos \lambda} \right)} b_{c_1}, \quad (3.20)$$

$$h_{c_2} = \frac{\left(q_0 + \frac{q_{kp} - q_0}{2} k_{nep} \right) \frac{\sin(\alpha_p + \varphi + \varphi_0 + \psi)}{\cos \varphi \cos \varphi_0 \sin \alpha_p} - \frac{c}{\sin \psi}}{(ctg \alpha_p + ctg \psi) \left[\xi \left(q_0 + \frac{q_{kp} - q_0}{3} k_{nep} \right) tg \varphi_0 + c \right]} b_{c_2}. \quad (3.21)$$

У залежностях (3.20) і (3.21) невідомим є параметр ψ . Він визначений на основі того твердження, що кожний раз для $H \geq h_{kp1}$ - значення кута сколювання ψ встановлюється таким, що опір відокремлення елементів стружки і опір різанню будуть мінімальні.

Дослідженнями С.В.Кравця встановлено, що опір ЗРО при глибокому різанні дорівнює

$$P = k_1 b_{c_1} h_{kp1} + k_2 b_{c_2} (H - h_{kp1}), \quad (3.22)$$

Де: k_1 , k_2 і b_{c_1} , b_{c_2} - питомий опір різанню і ширина ЗРО відповідно в докритичній і закритичній зонах; H - повна глибина різання ґрунту.

Питомий опір різанню k_1 залежить від середнього нормального тиску ґрунту на лобову площину ЗРО в зоні сколювання ($q_{cp} = (q_0 + q_{kp})/2$), від кутів різання, загострення і зовнішнього тертя ґрунту. Величина k_2 визначається критичним значенням нормального тиску ґрунту на ЗРО q_{kp} , кутом зовнішнього тертя ґрунту і геометричними параметрами різального інструмента.

Дослідимо функцію (3.22) на екстремум по куту зсуву ґрунту ψ . Так як всі параметри,

які входять у залежність (3.22), за виключенням величини k_{kp1} , функціонально незалежні від кута ψ , то екстремальна умова запишеться у вигляді

$$\frac{dP}{d\psi} = \frac{dh_{kp1}}{d\psi} (k_1 b_{c1} - k_2 b_{c2}) = 0, \quad (3.23)$$

звідки $(dh_{kp1})/(d\psi) = 0$; $h_{kp1} = h_{c1}/k_{nep} = \max$, тому що $h_{kp1} \neq 0(\min)$. Цей висновок також впливає із епюри нормального тиску на лобову площину ЗРО. Мінімальний опір різанню можливий (при заданій глибині різання $H > h_{kp1}$) при мінімальній площі епюри нормального тиску, а це можливо якщо $h_{kp1} = h_{c1}/k_{nep} = \max$ і $h_{c1} = \min$. Таким чином, **кут зсуву ґрунту визначається максимальним значенням глибини зони сколювання.**

Максимальні значення відносної глибини сколювання (h_c/b_c) і відповідні їм кути зсуву ґрунтів визначені для супіску, суглинка і глини для кутів різання ножа $\alpha_p = 20 \dots 60^\circ$.

Характерні криві відносної глибини сколювання ґрунтів від кута зсуву для різних кутів різання ножа приведені на рис. 3.12. Залежність відносної глибини сколювання від кута різання ножа для ґрунтів другої і третьої категорії у верхньому і нижніх ярусах приведені на рис. 3.13.

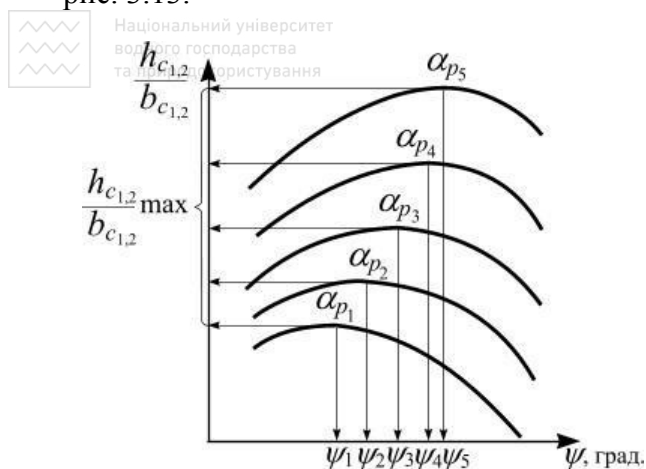


Рис. 3.12. Характерна залежність відносної глибини сколювання від позовжнього кута зсуву ґрунту для різних кутів різання ножа

$$\alpha_{p1} > \alpha_{p2} > \alpha_{p3} > \alpha_{p4} > \alpha_{p5}$$

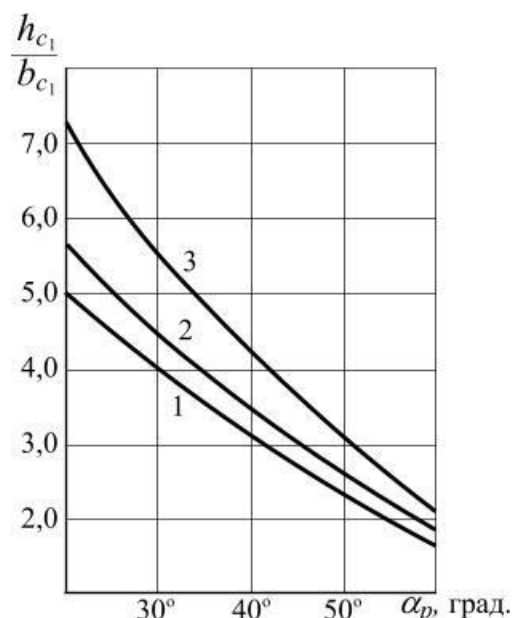


Рис. 3.13. Залежність відносної глибини сколювання ґрунтів від кута різання ножа у верхньому ярусі (для $q_0 = 2c \cdot \operatorname{tg}(\pi/4 + \varphi_0/2)$):

- 1 - тугопластична і напівтверда глина;
- 2 - твердий і напівтвердий суглинок;
- 3 - твердий супісок

Розрахункові залежності показують, що при зменшенні кута різання ножа від 60° до 20° від-носна глибина сколювання (h_c/b_c) збільшується: у верхньому ярусі для ґрунтів другої категорії (твердий супісок, напівтвердий суглинок, тугопластична глина) від 1,73 до 7,35, а для ґрунтів третьої категорії (твердий суглинок і напівтверда глина) від 1,70 до 5,80; в нижніх ярусах для ґрунтів другої категорії від 1,03 до 2,93, а для ґрунтів третьої категорії від 1,1 до 2,83.

Аналіз розрахункових значень відносної глибини сколювання для ґрунтів з близькими фізико-механічними властивостями, але з різною вологістю (напівтвердий суглинок і тугопластична глина; твердий суглинок і напівтверда глина) показав, що із збільшенням вологості відносна глибина зменшується. Така залежність характерна і для збільшення коефіцієнтів зчеплення ґрунту (твердий супісок, твердий суглинок).

При незмінних параметрах ножа ($\alpha_p = 30^\circ$) відносна глибина сколювання для різних ґрунтів змінюється в межах: у верхньому ярусі від 4,0 до 5,65, а в нижніх ярусах від 2,2 до 2,47.

Таким чином, геометричні параметри ЗРО впливають більш суттєво на відносну

глибину сколювання, ніж фізико-механічні параметри ґрунтів. Ця глибина з меншою інтенсивністю змінюється в нижніх ярусах тому, що в цих ярусах сколюються значно менші об'єми ґрунту. При інших рівних умовах **критична глибина різання ґрунту в нижніх ярусах у 1,5...1,9 разів менша, ніж у верхньому ярусі.**

Математичні моделі (3.16), (3.20) і (3.21) є громіздкими і незручними для визначення критичної глибини різання. З метою їх спрощення проведемо апроксимацію в межах кута різання ножа $\alpha_p = 20...60^\circ$. Для цього проведемо лінеаризацію функцій, які приведені на рис. 3.13 і 3.14. Графіки функцій вирівнюються в координатах $\ln(\operatorname{tg} \alpha_p)$ і $\ln(h_c/b_c)$ (рис. 3.15). Рівняння прямої в логарифмічних координатах має вигляд

$$\ln \frac{h_c}{b_c} = a_{h_c} - n \ln(\operatorname{tg} \alpha_p). \quad (3.24)$$

Якщо провести потенціювання залежності (3.24), отримаємо

$$\frac{h_c}{b_c} = \frac{e^{a_{h_c}}}{(\operatorname{tg} \alpha_p)^n} = \frac{a}{(\operatorname{tg} \alpha_p)^n}, \quad (3.25)$$

де a_{h_c} і n - коефіцієнти апроксимації, які залежать від фізико-механічних властивостей ґрунту.

Залежність кута зсуву ґрунту від кута різання ножа на рис. 3.12 достатньо точно інтерполюється лінійною залежністю

$$\psi = \alpha_\psi + k_\psi \alpha_p, \quad (3.26)$$

де α_ψ , k_ψ - коефіцієнти інтерполяції, які залежать від фізико-механічних властивостей ґрунту.

Коефіцієнти апроксимації і інтерполяції, які отримані за методом найменших квадратів, приведені у табл. 3.1. Помилка апроксимації відносної глибини сколювання не перевищує 6,6%, а помилка інтерполяції кута зсуву - 3,8%.

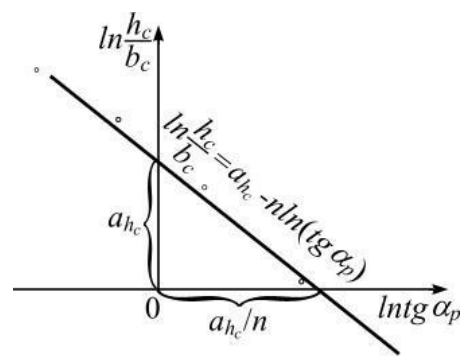


Рис. 3.15. Залежність відносної глибини сколювання ґрунту від тангенса кута різання ножа в логарифмічних координатах

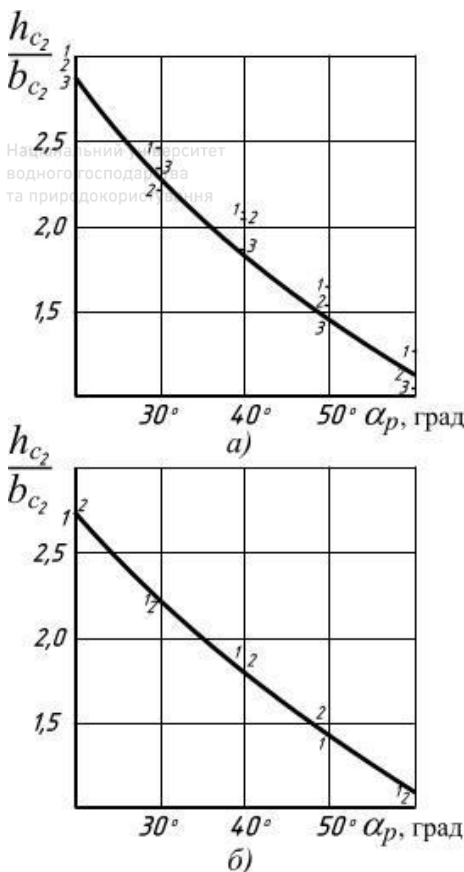


Рис. 3.14. Залежність відносної глибини сколювання ґрунту від кута різання ножа у нижніх ярусах:

а) 1 - тугопластична глина; 2 -

напівтвердий суглинок; 3 - твердий супісок;

б) 1 - напівтверда глина; 2 - твердий

Таблиця 3.1

Значення апроксимуючих та інтерполюючих коефіцієнтів для різних типів ґрунтів

Тип ґрунту	a_1	n_1	a_2	n_2	$a_{\psi 1}$	$k_{\psi 1}$	$a_{\psi 2}$	$k_{\psi 2}$
Твердий супісок	3,504	0,794	1,564 1,681	0,658 0,704	0,986	-0,369	0,909	-0,302
Напівтвердий суглинок	2,921	0,711	1,654	0,593	1,175	-0,448	1,130	-0,396
Туго пластична глина	2,635	0,691	1,770	0,540	1,171	-0,429	1,048	-0,280

Твердий суглинок	2,955	0,718	$\frac{1,605}{1,650}$	$\frac{0,592}{0,626}$	1,079	-0,360	0,984	-0,303
Напівтверда глина	2,614	0,702	$\frac{1,659}{1,718}$	$\frac{0,581}{0,548}$	1,107	-0,360	1,024	-0,295

Примітка: індекс „1” - для верхнього ярусу; „2” - для нижніх ярусів, у знаменнику приведені значення для кута розвалу ярусів $\gamma = 80...82^\circ$

Розроблена методика побудови математичних моделей (3.25), (3.26) дозволяє в кожному конкретному випадку на основі вихідних даних про талі ґрунти, що рекомендують БНП, в залежності від кута різання ножа в межах $20...60^\circ$ визначити (з достатньою для практичних розрахунків точністю) критичну глибину різання при поярусній розробці ґрунту.

3.5. Розрахунок сил різання ґрунтів способом професора Ю.О.Ветрова

Існує декілька способів розрахунку сил різання ґрунтів, основні з яких розроблені професорами А.М.Зелениним, А.М.Холодовим, Д.І.Федоровим, В.І.Баловнєвим, М.І.Гальперінім, В.Д.Абезгаузом. Ці способи утворюють спеціальну область теорії машин для земляних робіт і є предметом особливого вивчення. Один із способів розрахунку сил різання ґрунтів розроблений в Київському інженерно-будівельному інституті. Він відрізняється можливістю роздільно враховувати вплив на сили різання основних чинників процесу різання і ґрунтується на закономірностях цього процесу для простих ножів, що відділяють стружку, з яких звичайно утворюється ріжуча частина робочих органів землерийних машин.

Сила різання простим гострим ножом залежить від трьох основних геометричних чинників: ширини зрізу, товщини зрізу (глибини різання) і кута різання.

Взаємодія ножа з ґрунтом носить просторовий характер. Щоб визначити вплив просторовості, всю силу блокованого різання розкладають на три складові (рис. 3.16):

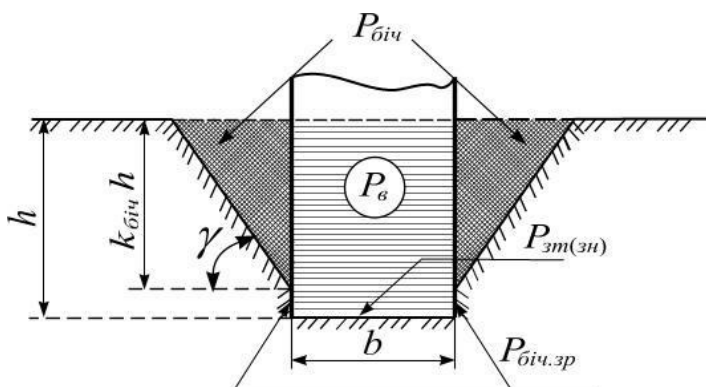


Рис. 3.16. Зони дії, які складають сили різання гострим ножом

а) силу для подолання опору ґрунту передньою гранню ножа P_v , пропорційну площі перетину перерізу перед передньою гранню ножа і залежну від кута різання і міцності ґрунту;

б) силу для подолання опору ґрунту руйнуванню в бічних розширеннях прорізу $P_{бiч}$, пропорційну їх площі перетинів, які залежать від міцності ґрунту і незалежну від кута різання і ширини зрізу;

в) силу для подолання опорів ґрунту зрізу бічними ребрами ножа у дні прорізу $P_{бiч.зр}$, пропорційну товщині зрізу залежну від міцності ґрунту і незалежну від кута різання і ширини зрізу.

Вся сила різання простим гострим ножом

$$P = P_v + P_{бiч} + P_{бiч.зр}. \quad (3.27)$$

Складові сили різання визначаються формулами

$$P_v = p_v F_v; \quad (3.28)$$

$$P_{бiч} = p_{бiч} F_{бiч}; \quad (3.29)$$

$$P_{бiч.зр} = p_{бiч.зр} L_{бiч.зр}, \quad (3.30)$$

де: p_v та $p_{бiч}$ - питомі сили руйнування ґрунту відповідно в середній частині і в бічних розширеннях прорізу; F_v і $F_{бiч}$ - площі середньої і бічних частин поперечного перетину прорізу; $p_{бiч.зр}$ - питома сила зрізу ґрунту бічними ребрами ножа; $L_{бiч.зр}$ - сумарна довжина ліній зрізу ґрунту бічними ребрами ножа.

Площа F_v рівна добутку ширини b на товщину h зрізу:

$$F_{\delta} = bh. \quad (3.31)$$

Площа $F_{\delta iч}$ визначається з врахуванням того, що розширення прорізу починається на глибині h_1 , яка менша товщини зрізу:

$$h_1 = k_{\delta iч} h,$$

де $k_{\delta iч} = 0,8 \dots 0,95$ – коефіцієнт глибини частини прорізу, що розширюється.

Вважаючи бічні сторони перетину частини прорізу, що розширюється, прямолінійними і позначивши кут їх нахилу через γ , площу $F_{\delta iч}$ можна визначити за формулою:

$$F_{\delta iч} = k_{\delta iч}^2 h^2 \operatorname{ctg} \gamma. \quad (3.32)$$

Сумарна довжина ліній зрізу ґрунту бічними ребрами ножа

$$L_{\delta iч.зр} = 2h(1 - k_{\delta iч}). \quad (3.33)$$

Підставивши ці значення у вирази (1.8) і (1.9), отримаємо:

$$P_{\delta iч} = p_{\delta iч} k_{\delta iч}^2 h^2 \operatorname{ctg} \gamma, \quad (3.34)$$

$$P_{\delta iч.зр} = 2 p_{\delta iч.зр} (1 - k_{\delta iч}) h. \quad (3.35)$$

Якщо позначити

$$1/2 p_{\delta iч} k_{\delta iч}^2 \operatorname{ctg} \gamma = m_{\delta iч}, \quad (3.36)$$

$$p_{\delta iч.зр} (1 - k_{\delta iч}) = m_{\delta iч.зр}, \quad (3.37)$$

і виразити питому силу p_{δ} добутком φm_{δ} - де φ коефіцієнт, що враховує вплив кута різання, а m_{δ} - питома сила різання для подолання опорів ґрунту передньою гранню ножа при куті різання 45° , то сили P_{δ} , $P_{\delta iч}$ і $P_{\delta iч.зр}$ можна представити рівністю

$$\begin{aligned} P_{\delta} &= \varphi m_{\delta} bh; \\ P_{\delta iч} &= 2 m_{\delta iч} h^2; \\ P_{\delta iч.зр} &= 2 m_{\delta iч.зр} h. \end{aligned} \quad (3.38)$$

Тоді вся сила блокованого різання простим гострим ножом

$$P(b, h, \delta) = \varphi m_{\delta} bh + 2 m_{\delta iч} h^2 + 2 m_{\delta iч.зр} h, \quad (3.39)$$

де $m_{\delta iч}$, $m_{\delta iч.зр}$ - коефіцієнти, що характеризують питому силу для руйнування ґрунту в бічних розширеннях прорізу і для подолання опорів ґрунту зрізу бічними ребрами ножа.

Якщо різання здійснювати по напіввільній схемі, коли розширення прорізу утворюється тільки по одну сторону ножа, то другий і третій член формули (3.39) зменшуються вдвічі.

За цією формулою визначають середньо максимальні сили різання, відповідні моменту відділення елемента стружки, які з врахуванням варіації їх значень служать підставою для розрахунку робочого органа машини на міцність. Витрата енергії на різання ґрунту розраховується по середній за час процесу силі різання, яка визначається за середньомаксимальною її величиною для гострого ножа і коефіцієнтом енергоємності різання, рівним $0,5 \dots 0,6$ для замерзлих глинистих і напівскельних ґрунтів і $0,8 \dots 0,95$ для пластичних глин. Відношення середньої (за час процесу) сили різання \bar{P} до площі поперечного перетину прорізу $F_{зр}$ є середня питома сила різання, чисельно рівна енергоємності різання:

$$\begin{aligned} \bar{P} &= \frac{\bar{P}}{F_{зр}}, \\ \bar{P} &= k_e (P_{\delta} + P_{\delta iч} + P_{\delta iч.зр}). \end{aligned} \quad (3.40)$$

Коефіцієнт енергоємності k_e визначається експериментально і вводиться тільки для сил різання гострим ножом.

Додаткова **сила різання**, що прикладається до ножа з площадкою **знос** або **затупленням**, пропорційна довжині ріжучої кромки при кожній товщині зрізу:

$$P_{пл.зн.(зат)} = p_{пл.зн.(зат)} L_{пл.зн.(зат)}, \quad (3.41)$$

де: $p_{пл.зн.(зат)}$ - питома сила для подолання опору ґрунту площадці зносу або затупленню ножа, що доводиться на одиницю довжини ріжучої кромки; $L_{пл.зн.(зат)}$ - довжина затупленої або зношеної ріжучої кромки (при блокованому різанні простим ножом вона рівна ширині зрізу).

Питома сила $p_{пл.зн.(зат)}$ на підставі дослідних даних описується наступною функцією товщини зрізу h :

$$P_{пл.зн.(зам)} = P_0 + P_{ум} \frac{h}{h + h_{ум}}, \quad (3.42)$$

де: p_0 - додаткова питома сила при нульовій глибині різання; $p_{ум}$ - різниця між граничним значенням додаткової сили для даного ґрунту і її значенням при нульовій глибині різання; $h_{ум}$ - глибина різання, відповідна додатковій силі різання $p_0 + p_{ум}$ (див. рис. 3.25).

Сила різання простим ножем з площадки зносу або затупленням

$$P = P_{\phi} + P_{бїч.} + P_{бїч.зр.} + P_{пл.зн.(зам)}. \quad (3.43)$$

Середня сила різання ножем з площадки зносу або затупленням

$$\bar{P} = k_e (P_{\phi} + P_{бїч.} + P_{бїч.зр.}) + P_{пл.зн.(зам)}; \quad (3.44)$$

$$\bar{P} = k_e (P - P_{пл.зн.(зам)}) + P_{пл.зн.(зам)}; \quad (3.45)$$

$$\bar{P} = \frac{k_e (P_{\phi} + P_{бїч.} + P_{бїч.зр.}) + P_{пл.зн.(зам)}}{F_{зр}}, \quad (3.46)$$

де $F_{зр}$ - площа поперечного перетину зрізу.

Висловлена схема розрахунку відноситься до простого ножа, але ріжуча частина ковша або майже всякого іншого робочого органа землерийної машини має, як правило, складну форму: в ній поєднуються прості ножі, в тому числі зуби, елементи ріжучого козирка, підрізаючі ножі, розпушувачі та ін. Тому для визначення сил різання робочий орган реальної машини необхідно розглядати як деякий складний ніж, що складається з простих ножів, що взаємодіють між собою.

Взаємодія простих ножів, що входять до складу складного ножа, враховується за величинами поєднання зон руйнування ґрунту кожним становлячим ножем окремо (рис. 3.17). Допущення про пропорційність становлячих сил різання площам і лінійним розмірам перетину зрізу приймається не тільки для простих, але і для складних ножів. Зони руйнування ґрунту ножами, що становлять складний ніж, мають ту ж форму, що і при руйнуванні простими ножами. Це допущення, підтверджене дослідями, дозволяє розраховувати і аналізувати сили різання складними ножами і ковшами практично будь-якої форми.

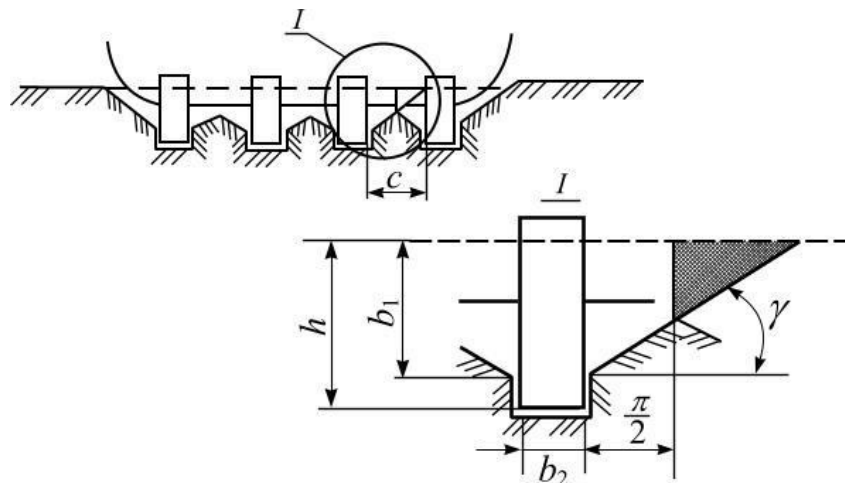


Рис. 3.17. Взаємодії зубів на козирку ковша (заштрихована частина бічного розширення прорізу для зуба, що поєднується)

Сила різання складним ножем

$$P = \sum_{i=1}^n p_{\phi i} F_{\phi i} + p_{бїч.} \sum_{i=1}^n F_{бїч i} + p_{бїч.зр.} \sum_{i=1}^n L_{бїч.зр. i} + \sum_{i=1}^n p_{пл.зн.(заг) i} L_{пл.зн.(заг) i}, \quad (3.47)$$

де: $F_{\phi i}$, $F_{бїч.}$, $L_{пл.зн.(заг) i}$, $L_{бїч.зр. i}$ - відповідні площі і довжини ліній зрізу; $p_{\phi i}$, $p_{бїч.зр.}$, $p_{бїч.}$, $p_{пл.зн.(заг) i}$ - відповідні питомі сили різання. При цьому

$$p_{\delta i} = \varphi_i m_{\delta}; \quad p_{\delta i \gamma} = \frac{2m_{\delta i \gamma}}{k_{\delta i \gamma}^2 \operatorname{ctg} \gamma}; \quad p_{\delta i \gamma . \text{зр}} = \frac{m_{\delta i \gamma . \text{зр}}}{1 - k_{\delta i \gamma}}; \quad (3.48)$$

$$p_{\text{пл.зн(зат)}} = p_{0i} + p_{\text{ум}} \frac{h}{h + h_{\text{ум}}}. \quad (3.49)$$

Середня за час процесу сила різання складним ножем

$$\bar{P} = k_e \left(\sum_{i=1}^n p_{\delta i} F_{\delta i} + p_{\delta i \gamma} \sum_{i=1}^n F_{\delta i \gamma} + p_{\delta i \gamma . \text{зр}} \sum_{i=1}^n L_{\delta i \gamma . \text{зр.}i} \right) + \sum_{i=1}^n p_{\text{пл.зн(зат)}} L_{\text{пл.зн(зат)}} i. \quad (3.50)$$

Для розрахунків за приведеними формулами необхідно знати шість коефіцієнтів опору різанню даного ґрунту: три коефіцієнти опору гострому ножу (m_{δ} , $m_{\delta i \gamma}$, $m_{\delta i \gamma . \text{зр}}$) і три коефіцієнти опору майданчику зносу або затупленню ножа (p_0 , $p_{\text{ум}}$, $h_{\text{ум}}$). Спосіб розрахунку є, по суті, інтерполяцією дослідних даних стосовно форми, розмірів і умов використання робочого органа землерийної машини.

Дослідження показали, що для розрахунків, що не вимагають підвищеної точності, визначати сили різання можна простіше, користуючись тільки одним коефіцієнтом опору ґрунту m_{δ} .

Замість решти коефіцієнтів слід користуватися значеннями відношень:

$$\frac{p_{\delta i \gamma}}{p_{\delta}^{\delta=45^{\circ}}} = \frac{2m_{\delta i \gamma}}{m_{\delta} k_{\delta i \gamma}^2 \operatorname{ctg} \gamma} = \eta_{\delta i \gamma}; \quad (3.51)$$

$$\frac{p_{\delta i \gamma . \text{зр}}}{p_{\delta}^{\delta=45^{\circ}}} = \frac{m_{\delta i \gamma . \text{зр}}}{m_{\delta} (1 - k_{\delta i \gamma})} = \eta_{\delta i \gamma . \text{зр}}. \quad (3.52)$$

Тоді формула (1.20) для визначення сили різання складним ножем прийме вигляд

$$P = m_{\delta} \left(\sum_{i=1}^n \varphi_i F_{\delta i} + \eta_{\delta i \gamma} \sum_{i=1}^n F_{\delta i \gamma} + \eta_{\delta i \gamma . \text{зр}} \sum_{i=1}^n L_{\delta i \gamma . \text{зр.}i} + \sum_{i=1}^n \eta_{\text{пл.зн(зат)}} h_i L_{\text{пл.зн(зат)}} i \right). \quad (3.53)$$

За цією формулою одержують приблизні результати розрахунку в зв'язку з тим, що коефіцієнти $\eta_{\delta i \gamma}$ і $\eta_{\delta i \gamma . \text{зр}}$ залежать від властивостей ґрунтів. За даними І.А.Шемета, що дослідив ряд ґрунтів, середнє значення коефіцієнта $\eta_{\delta i \gamma . \text{зр}}$ рівне 13 при коефіцієнті кореляції 0,85, середнє значення коефіцієнта $\eta_{\delta i \gamma}$ рівне 0,23 при коефіцієнті кореляції 0,75. Коефіцієнт $\eta_{\text{пл.зн(зат)}}$ для площадок зносу різної ширини і затуплень різного радіусу приймається за дослідними даними.

Величину m_{δ} знаходять за даними польових або лабораторних випробувань ґрунту. Для орієнтовного визначення міцності ґрунтів, області застосування проекрованої землерийної машини, а також сил різання можна використовувати класифікацію ґрунтів за параметром $m_{\delta} = p_{\delta}^{\delta=45^{\circ}}$ (табл.3.2).

Таблиця 3.2

Класифікація ґрунтів за параметром (середньо максимальному питомому опору вільному зрізу при куті різання 45°)

Категорія ґрунту	Ґрунт	m_{δ} , МПа
1	2	3
I	Дуже слабкий: піски, супіски, легкі суглинки без включень, а також сипкі і дрібношматкові матеріали, що не володіють зчепленням (гравій і щебінь в штабелях і т. п.)	до 0,05
II	Слабкий: суглинки без включень в стані середнього зволоження,	0,05...0,1

	легкі глини середньої і підвищеної вологості	
III	Середньої міцності: щільні суглинки при малому зволоженні, важкі суглинки з включенням гравію і гальки, глини середньої густини, слабкі аргіліти і алевроліти, слабозцементовані марганцева і фосфоритна руди	0,1...0,25
IV	Підвищеної міцності: алевроліти і аргіліти середньої міцності, слабкі пісковики на глинистому цементі, слабкі мергелі і опоки, крейда при підвищеному зволоженні, щільна спондилова глина, кембрійська глина, слабе буре вугілля, марганцеві і фосфоритові руди зниженої міцності	0,25...0,5

Продовження табл. 3.2

1	2	3
V	Міцний: щільні карбонатні глини, мало зволожена крейда, слабкі вапняки-ракушечники, буре вугілля зниженої міцності, висаджена скельна порода, що розробляється однокішневим екскаватором при розмірах шматків до 0,3...0,4 ширини ковша, замерзлого вологого піску, марганцеві і фосфоритові руди середньої міцності	0,5...1
VI	Дуже міцний: вапняки-ракушечники середньої міцності, дуже щільні карбонні глини, слабкі пісковики, крейда з включеннями більш твердих порід, мергель, буре вугілля середньої міцності, марганцева руда підвищеної міцності, замерзлий мокрий пісок, суглинок або легка глина при температурі до -3°C	1...1,5
VII	Дуже міцний: більш щільні і міцні модифікації ґрунтів попередньої категорії, а також замерзлі глинисті ґрунти II і III категорій при температурі від -5 до -8°C	1,5...2
VIII	Гранично міцний для розробки різанням землерийними машинами: ще міцніші модифікації ґрунтів VI категорії, замерзлі глинисті ґрунти при температурі до -20°C	2...3

За своєю природою величина m_e є певним узагальненим показником опору ґрунту зсуву, стисненню і внутрішньому тертю при руйнуванні способом різання гострим ножом з кутом різання 45°. Підтвердженням такого фізичного значення величини m_e може служити приведений раніше кореляційний зв'язок його з показниками зчеплення ґрунту і граничного опору стисненню σ_{cm} ($m_e = 0,66c$; $m_e = 0,21\sigma_{cm}$).

Сила різання, як наголошувалося, це тільки дотична до траєкторії ножа складова повної сили різання.

Нормальна сила різання простим ножом (нормальна складова повної сили різання) визначається по дотичній складовій, куту різання δ , куту δ_1 нахилу площадки зносу і куту тертя ґрунту об ніж μ (див. рис. 3.8, б):

$$N = (P_e + P_{бич} + P_{бич.зр}) \operatorname{ctg}(\delta + \mu) - p_{пл.зн(зам)} \operatorname{ctg}(\delta_1 + \mu_1). \quad (3.54)$$

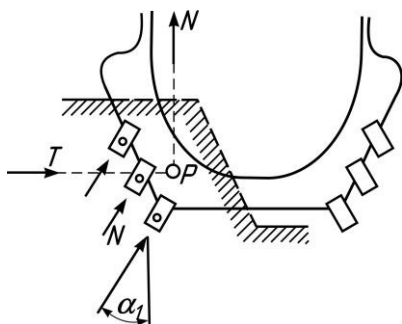


Рис. 3.18. Схема до визначення нормальної і бічної сили різання складним ножом

З формули (3.54) виходить, що для затупленого або зношеного ножа результуюча нормальна сила може мати різні значення і напрями, а тому і відношення нормальної сили до сили різання може бути неоднаковим. Можливе врівноваження нормальних сил, що виникають від опору ґрунту передньої грані ножа і площадок зносу, що робить ніж „плаваючим”.

Результуюча нормальна сила різання складними ножами визначається як сума проєкцій приватних нормальних сил (для кожного становлячого ножа) на

випрямляючи площину траєкторії робочого органа машини (рис. 3.18):


$$N = \sum_{i=1}^n N_i \cos \alpha, \quad (3.55)$$

де α - кут, утворений нормальною силою (для i -го становлячого ножа) з дотичною площиною до траєкторії робочого органа.

Нормальна сила різання складним ножем

$$N = \sum_{i=1}^n p_{\delta i} F_{\delta i} \operatorname{ctg}(\delta_i + \mu) \cos \alpha_i + p_{\delta i \chi} \sum_{i=1}^n F_{\delta i \chi} \operatorname{ctg}(\delta_i + \mu) \cos \alpha_i + \\ + p_{\delta i \chi \text{ зр}} \sum_{i=1}^n L_{\delta i \chi \text{ зр}} \operatorname{ctg}(\delta_i + \mu) \cos \alpha_i - \sum_{i=1}^n p_{\text{нл.зн}(\text{зам})i} L_{\text{нл.зн}(\text{зам})i} \times \operatorname{ctg}(\delta_{1i} + \mu) \cos \alpha_i, \quad (3.56)$$

або



Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$N = m_g \left[\begin{aligned} & \sum_{i=1}^n \varphi_i F_{\delta i} \operatorname{ctg}(\delta_i + \mu) \cos \alpha_i + \\ & + \eta_{\delta i \chi} \sum_{i=1}^n F_{\delta i \chi} \operatorname{ctg}(\delta_i + \mu) \cos \alpha_i + \\ & + \eta_{\delta i \chi \text{ зр}} \sum_{i=1}^n L_{\delta i \chi \text{ зр}} \operatorname{ctg}(\delta_i + \mu) \cos \alpha_i - \\ & - \sum_{i=1}^n \eta_{\text{нл.зн}(\text{зам})i} h_i L_{\text{нл.зн}(\text{зам})i} \operatorname{ctg}(\delta_{1i} + \mu) \cos \alpha_i \end{aligned} \right]. \quad (3.57)$$

Бічна сила різання, яку необхідно прикладати до робочого органа машини при несиметричному зрізі ґрунту,

$$T = \sum_{i=1}^n N_i \sin \alpha_i. \quad (3.58)$$

Схема на рис. 3.18 ілюструє особливості процесу різання ґрунту ковшами роторного екскаватора. Ковші рухаються по просторовій траєкторії, зрізаючи ґрунт тільки однією з бічних сторін козирка. Тому необхідно прикладати три ортогональні складові повної сили різання (P , N і T). Для визначення співвідношення цих сил в окремих випадках використовують емпіричні дані.

В інженерних розрахунках істотне місце належить визначенню співвідношення між середньомаксимальною P і середньою P силами різання складними ножами, у яких складові ножі не взаємодіють (наприклад, ковші роторних екскаваторів з траєкторним зсувом зубів, зуби розпушувача із розділовим гребенем на передній грані). У цьому випадку за дослідженнями В.В.Власова і В.П.Станєвського, сумарна середня сила різання складним ножем

$$\bar{P} = \sum_{i=1}^n \bar{P}_i, \quad (3.59)$$

а середньомаксимальна сила різання

$$P = \sum_{i=1}^n P_i k_{ei} + \frac{\sum_{i=1}^n P_i^2 (1 - k_{ei})^2 n_i^2}{\sqrt{\sum_{i=1}^n P_i^2 (1 - k_{ei})^2 n_i^4}}, \quad (3.60)$$

де: P_i - середньомаксимальна сила різання становлячим i -м ножем; z - число становлячих ножів; k_{ei} - коефіцієнт енергоємності різання i -м ножем; n_i - середнє число максимумів в одиницю часу середньомаксимальної сили різання i -м ножем. Орієнтовно n_i можна визначати як приватне від розподілу швидкості різання на товщину зрізу h_i , до якої умовно прирівнюється крок максимумів сили різання.

Якщо умови роботи і розміри всіх становлячих ножів однакові, то

$$P = z P_1 k_{e1} + P_1 (1 - k_{e1}) \sqrt{z}; \quad (3.61)$$

$$\sigma_p^2 = z \sigma_{p_1}^2, \quad (3.62)$$

де: P_1 , k_{ei} , σ_{p_1} і σ_p - відповідно середньомаксимальне значення сили, коефіцієнт енергоємності, середньоквадратичне відхилення сили різання кожним зубом і середньоквадратичне відхилення сили різання складним ножом.

Коефіцієнт енергоємності сумарної сили різання і сили різання кожним становлячим ножом зв'язані залежністю

$$k_e = \frac{k_{ei}}{k_{ei} + (1 - k_{ei}) / \sqrt{z}}. \quad (3.63)$$

Як впливає з виразу (3.31), коефіцієнт енергоємності різання складним ножом збільшується із збільшенням числа становлячих ножів.

При достатньо великих швидкостях на опір різанню машини робить істотний вплив чинник динаміки процесу. Тому при розрахунках необхідно брати до уваги швидкість різання. Особливо це необхідно при швидкостях різання більше 2...3 м/с.

В.П.Станевський запропонував для цього формулу

$$P_v = m_v \left[P + \gamma_0 F_{zp} v^2 \frac{\sin \delta \cos \theta}{\sin(\delta + \theta)} \right], \quad (3.64)$$

де: P_v - середньомаксимальна сила різання при даній швидкості різання; P - середньомаксимальна сила різання при швидкості різання, близькій до нуля; F_{zp} - площа перетину зрізу; γ_0 - густина ґрунту; v - швидкість різання; δ - кут різання; $\theta = \frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2}$ - кут між траєкторією різання і переважаючим напрямом руху відділених шматків ґрунту; ρ - кут внутрішнього тертя ґрунту; $m_v = 1 + v / v_{кр}$ - коефіцієнт впливу швидкості різання:

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{\tau_0}{\gamma_0} \frac{\sin(\delta + \theta)}{\cos \delta}} - \text{критична швидкість різання, при якій руйнування ґрунту приймає}$$

крихкий характер; τ_0 - гранична дотична напруга для даного ґрунту при швидкості, близькій до нуля.

Для умов руйнування ґрунтів ударної і вібраційної навантаження відповідні методи розрахунку запропоновані А.Ф. Кичигінім і В.Л. Баладінським.

3.6. Інші способи розрахунку сил різання і копання ґрунтів

У процесі роботи землерийної машини велика частина енергії витрачається на копання ґрунту - його різання і заповнення робочого органа або переміщення по робочому органу. При цьому зниження енергоємності копання дозволяє підвищити продуктивність машини у ряді випадків без значної зміни конструкції і при малих матеріальних затратах. Це обумовлено тим, що робочі органи землерийних машин за масою і вартістю складають незначну (приблизно до 5%) частину загальної маси і вартості машини.

Рішення проблеми зниження енергоємності копання ґрунту і створення більш ефективних робочих органів можливе на основі аналізу процесів, що відбуваються при взаємодії робочих органів з ґрунтом. Основи теорії різання ґрунту плугами та іншими сільськогосподарськими машинами і знаряддями подібного роду були розроблені акад. В.П.Горячкіним і розвинуті В.А. Желіговським, М.Х. Пігулевським, Н.В. Щучкіним, М.І. Летошневим, А.Д.Далінім, В.З. Жегаловим, Г.І. Синєоковим та іншими дослідниками.

Для визначення сили опору копанню плугом В.П.Горячкіним була запропонована раціональна формула

$$P = fG + kab + \varepsilon abv^2, \quad (3.65)$$

де: P - сила тяги плуга; G - вага плуга; k - питомий опір різанню ($k=2...6 \cdot 10^4$ Па); a - глибина оранки; b - ширина захоплення; ε - коефіцієнт, що враховує опір при відкиданні вирізаного пласта ґрунту ($\varepsilon \approx 0,1k$); v - швидкість руху плуга.

Коефіцієнт опору переміщенню дорівнює

$$f = \frac{f^1}{\cos \theta + f^1 \sin \theta}, \quad (3.66)$$

де: f^1 - коефіцієнт тертя об поверхню плуга; θ - кут нахилу сили тяги до горизонту.

Перша складова формули враховує опір тертю плуга об дно борозни, друга - опір деформації середовища, що розробляється і третя - зміна живої сили частинок середовища, тобто сили опору відкиданню пласта.

Дослідження В.П.Горячкіна, його формула, що відображає основні елементи фізичного процесу взаємодії робочого органа плуга з ґрунтом, з'явилися основоположними в теорії різання ґрунтів. Робочі органи одноківшевих екскаваторів, скреперів і деяких інших землерийних машин працюють за принципом лобового різання ґрунту. Для ківшевих робочих органів істотне значення має також процес наповнення і пов'язане з цим опір пересуванню ґрунту в ковші.

У зв'язку з різними умовами роботи плугів і екскаваторних машин радянськими вченими - М.Г.Домбровським, А.М.Зеленіним, А.Д.Далінім, І.Я.Айзенштоком, Ю.О.Ветровим, В.І.Баловнєвим та іншими, а також зарубіжними - Е.Дінглінгером, І.Ратьє, Р.Кюном, Ф.Кінастом були проведені крупні експериментальні і теоретичні дослідження і розроблені основи теорії різання ґрунту і заповнення ковша стосовно екскаваторних машин.

Розрахунковий метод М.Г.Домбровського розглядає процес копання, який окрім опорів різанню включає також подолання опорів тертю робочого органа об ґрунт, переміщенню призми волочіння і руху ґрунту в ковші. Опір ґрунту копанню ковшем екскаватора М.Г.Домбровський визначає за формулою

$$P_{01} = P_P + P_T + P_n, \quad (3.67)$$

де: P_P - опір ґрунту різанню; P_T - опір тертю робочого органа об ґрунт; P_n - опір переміщенню призми волочіння і руху ґрунту в ковші.

$$P_{01} = kbh + \mu_1 N + \varepsilon(1 + q_{np})qk_n, \quad (3.68)$$

де: k - питомий опір різанню; b і h - ширина і товщина пласта ґрунту, що зрізається; μ_1 - коефіцієнт тертя ковша об ґрунт; N - зусилля тиску ковша на ґрунт; q_{np} - об'єм призми волочіння, виражений в частинах місткості q ковша; ε - коефіцієнт опору наповнення ковша і переміщення призми волочіння; k_n - коефіцієнт наповнення ковша (відношення об'єму розпушеного ґрунту в ковші до геометричного об'єму ковша).

Для практичних цілей М.Г.Домбровський запропонував визначати опір копанню ковшем за спрощеною формулою В.П.Горячкіна, використовуючи лише її перший член, але враховуючи всі опори і ковші з коефіцієнтом питомого опору k_1 :

$$P_{01} = k_1bh = k_1F, \quad (3.69)$$

де: k_1 - питома сила копання, що включає не тільки опір різанню, але і всі інші опори (тертя ковша об забої, опір ґрунту при його просуванні в ковші та ін.); визначається експериментально стосовно робочого органа землерийної машини і категорії ґрунту; P_{01} - зусилля на зубах ковша (дотична сила опору копанню ґрунту).

Значення коефіцієнтів, що визначають опір копанню на 1 см² поперечного перетину стружки залежно від роду ґрунту, конструкції ковша і швидкості, отримані М.Г.Домбровським експериментально. Стосовно ґрунтів I...V категорій для лопати $k_1=0,16...4,25$ кгс/см²; для струга і драглайна $k_1=0,28...5,3$ кгс/см²; для скрепера $k_1=0,25...4,95$ кгс/см² (з I по IV категорії).

При дослідженні роботи сільськогосподарських фрезерних машин А.Д.Далінім побудована експериментальна крива залежність питомого опору k від площі поперечного перетину стружки і швидкості різання. Для ґрунтів I...IV категорій k змінюється від 0,6 до 2,6 кгс/см².

Великий внесок в дослідження процесу різання ґрунтів вніс А.М. Зеленін. При описанні цього процесу ним була використана теорія Кулона, розвинута Мором, про руйнування

пластичних матеріалів, але при цьому враховувалися додаткові зусилля по подоланню опору впровадження в ґрунт ріжучої кромки.

Окрім вивчення фізичних особливостей процесу різання ґрунту дослідження А.М.Зеленіна в значній частині присвячені визначенню геометричних закономірностей процесу. Їм запропоновані наступні формули для визначення зусиль різання:

1) для елементарних профілів (зуби різних ковшів, бічні стінки ковшів, підрізні ножі траншейних каналокочів, ніж дренажного плуга, зуб борони, прямий ніж фрези, дисковий ніж плуга та ін.)

$$P = 10C_{yo}h^{1,35}(1 + 0,1s)\left(1 - \frac{90^\circ - \alpha}{180^\circ}\right)\beta_0, \text{ Н}, \quad (3.70)$$

де: C_{yo} - число ударів динамічного щільноміра; h - глибина різання, см; s - товщина профілю, м; α - кут різання, град.; β_0 - коефіцієнт, який залежить від кута загострення ножа β ;

β , град	150	120	90	60	50...15
β_0	1	0,96	0,9	0,83	0,81

2) для ріжучих профілів без зубів

$$P = 10C_{yo}h^{1,35}(1 + 2,6l)(1 + 0,0075\alpha)(1 + 0,03s)\beta_0\mu, \text{ Н}, \quad (3.71)$$

де: l - довжина горизонтальної кромки, м; μ - коефіцієнт, який залежить від ступеня блокування стружки; при блокованому різанні $\mu = 1$, при напівблокованому і вільному різанні μ залежить від l ;

3) для різання периметрами, які мають зуби

$$P = 10C_{yo}h^{1,35}(1 + 2,6l)(1 + 0,0075\alpha)z, \text{ Н}, \quad (3.72)$$

де z - коефіцієнт, що враховує вплив зубів, який залежить від h і l .

Висновки, зроблені А.М.Зеленіним спочатку для талих ґрунтів, були потім поширені на мерзлі ґрунти. О.С.Ребров класифікував ґрунти за числом ударів ударника ДорНДІ. Проте запропоновані їм формули для визначення опору ґрунту копанню ковшами прямих, зворотних лопат і драглайнів входять не показники щільноміра C_{yo} , а середні для даної категорії ґрунту значення питомого опору різанню. Так, дотична до траєкторії руху складова реакції ґрунту при різанні стружок товщиною h , рівної $1/5...1/7$ ширини ковша для ковшів прямих і зворотних лопат, дорівнює

$$P = klh(0,7 + 0,015\alpha) + k^1(znb^1 + \mu n b^1), \quad (3.73)$$

де: k і k^1 - відповідно середні значення питомого опору ґрунту різанню і граничній несучій спроможності ґрунту; l - ширина ковша; h - товщина стружки; α - передній кут різання; z і y - проекції лінії зносу зубів на вертикальну і горизонтальну осі; $\mu = \tan \varphi$ - коефіцієнт тертя сталі об ґрунт; n - число зубів ковша; b^1 - ширина зуба.

Для драглайна у приведену вище формулу додається реакція тертя при русі навантаженого ковша по похилій площині

$$P_T = (G_k + q\gamma_1)\cos \beta_1 \tan \varphi, \quad (3.74)$$

де: G_k - вага ковша; q - місткість ковша; γ_1 - об'ємна вага ґрунту в щільному тілі; β_1 - кут між напрямом руху і горизонтом; $\tan \varphi$ - коефіцієнт тертя ґрунту по сталі.

Значним внеском в теорію різання ґрунтів є робота І.Я.Айзенштока. Використовуючи формулу М.Г.Домбровського для визначення зусилля копання, він зробив спробу визначити аналітично питомий опір копанню, вважаючи, що основним у процесі різання є пластичне стиснення. Цьому процесу відповідає перший етап різання - просування ножа як похилої площини в матеріал. При цьому перед ножом створюється і розвивається напружена зона, яка переходить у зону граничної рівноваги і відповідає випадку, коли сили опору на передній грані ножа зростають до величини, здатної зрівноважити граничне значення опору зсуву площини ковзання. В результаті граничної рівноваги з'являються лінії ковзання, по яких зсуються або від яких відриваються елементи ґрунту. Умова граничного стану і визначає максимальне зусилля при різанні ґрунту.

Це зусилля І.Я.Айзеншток пропонує визначати за формулою для зусилля різання робочого органа екскаватора:

$$P = k l h, \quad (3.75)$$

де k - питомий опір різанню;

$$k = \frac{c \cos \vartheta}{\cos(\vartheta + \beta^1) [1 + \operatorname{tg} \rho \operatorname{tg}(\vartheta + \beta^1)] \sin \beta^1}, \quad (3.76)$$

де: $(\vartheta + \beta^1)$ - кут між напрямком швидкості різання і рівнодіючою нормальних і дотичних сил; ϑ - кут між силою різання і рівнодіючою; ρ - кут внутрішнього тертя; c - коефіцієнт зчеплення.

При виводі цієї формули І.Я.Айзеншток використав основні положення І.А.Зворикіна, приймаючи при розрахунку сили різання металів. По суті формула І.Я.Айзенштока дозволила на основі аналізу фізичних закономірностей процесів різання визначити питомий опір різанню ґрунту.

Дослідженню процесів, що відбуваються при взаємодії ківшевих і відвальних робочих органів, присвячений ряд робіт В.І.Баловнєва. Він пропонує в загальному випадку горизонтальну складову опору копанню знаходити як суму чотирьох складових: опору призми волочіння P_{np} , опору різанню P_{piz} , горизонтальну складову опору пласта згину P_{32} і складову опору сил інерції P_{in}

$$P_k = P_{np} + P_{piz} + P_{32} + P_{in}. \quad (3.77)$$

Використовуючи теорію В.В.Соколовського, В.І.Баловнєв знаходить основний доданок – опір різанню за формулою

$$P_{piz} = A(1 + \operatorname{ctg} \alpha_p \operatorname{tg} \delta) B h \left(\frac{\gamma \cdot h}{2} + c \cdot \operatorname{ctg} \rho + q_{nl} \right), \quad (3.78)$$

де: α_p - кут різання; δ - кут зовнішнього тертя; B , h – відповідно глибина і ширина різання; c – коефіцієнт зчеплення ґрунту

при $\alpha_p \leq \frac{1}{2} \left(\arcsin \frac{\sin \delta}{\sin \rho} - \delta \right)$

$$A = \frac{1 - \sin \rho \cos 2\alpha_p}{1 - \sin \rho}; \quad q_{nl} = \frac{T}{B a_1} \sin \alpha_p; \quad (3.79)$$

тут $a_1 = h \frac{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \psi}$;

де: ψ - кут зсуву ґрунту ($\psi = \pi / 4 - \rho / 2$); T - опір руху пласта.

Дослідження процесу різання гірських порід, талих і мерзлих ґрунтів робочими органами фрезерного типу виконав В.Д.Абезгауз. У його роботі приведені теоретичні міркування про силу різання, яку запропоновано визначати залежно від межі міцності при всесторонньому стисненні. Формули, запропоновані В.Д.Абезгаузом, мають вигляд

$$P_{P_1} = ab \sigma_c \left(k_p + k_s \frac{\Delta_2 + l_0 b}{a} \right); \quad (3.80)$$

$$P_{N_1} = b \sigma_c k_N (\Delta_2 + l_0 b), \quad (3.81)$$

де: σ_c - межа міцності при об'ємному стисненні; a і b - товщина і ширина шару, що зрізається; Δ_2 - лінійний знос задньої поверхні, заміряний у напрямі різання; $l_0 b$ - середня товщина ущільненого ядра перед передньою поверхнею інструменту; k_p , k_s , k_N - коефіцієнти опору різанню, проникненню і стисненню.

$$\text{При } l_0 b = 0 \quad P_{P_1} = ab \sigma_c \left(k_p + k_s \frac{\Delta_2}{a} \right). \quad (3.82)$$

У результаті великих експериментальних досліджень аналогічні формули запропоновані в роботах М.І.Гальперіна. В процесі проведення перерахованих вище робіт був вивчений ряд питань про протікання деформацій при різанні різних ґрунтів і порід,

визначена залежність, зв'язуючи зусилля різання з товщиною шару ґрунту, що зрізається, вирішені питання оптимальної розстановки зубів і кутів загострення, оптимального кута різання, а також ряд інших важливих питань. Створені радянськими вченими основи теорії різання ґрунтів дозволили вести проектування екскаваторів і інших землерийних машин від робочого органа до двигуна, що значно підняло рівень вітчизняного екскаваторобудування, будівельного і до-рожного машинобудування.

У даний час продовжуються експериментальні і аналітичні дослідження окремих питань теорії різання ґрунтів, обґрунтування форм і параметрів робочих органів конкретних типів землерийних машин. Так, К.О.Артем'євим проведений аналіз процесу різання і копання ґрунту скрепером, розроблений графоаналітичний метод визначення опору різанню і копанню ґрунту. Їм встановлено вплив основних параметрів скреперного ковша, кута різання, товщини і ширини стружки на величину питомого опору копанню.

Великі експериментальні дослідження роботи екскаваторних ковшів прямих і зворотних лопат проведени І.Л.Беркманом, Ю.Р.Коняшиним, М.І.Ровінським. Дослідженню різання і руйнування ґрунту робочими органами відвального типу і ковшами активної дії присвячені роботи І.А.Недорезова, робочими органами діагональних стругів - роботи З.В.Гарбузова, дисковими ножами грейдерів-елеваторів - роботи М.М.Естріна, бульдозерними відвалами - роботи А.А.Яркіна, робочими органами грейдерів-елеваторів - роботи Б.О.Бондаровича.

Дослідженню статичних навантажень землерийних машин присвячені ряд робіт Ю.О.Ветрова, Б.О.Бондаровича. Важливі дослідження процесів взаємодії роторних кар'єрних екскаваторів з середовищем, що розробляється, проведені за останні роки Ю.І.Беляковим, В.М.Владіміровим, Р.Ю.Подерні, О.Н.Машковічем, З.В.Гарбузовим, В.К.Ільгісонісом, Г.Б.Наретом.

Дослідження процесу взаємодії робочих органів землерийних машин з ґрунтом дозволили встановити залежність для розрахунку зусиль копання, отримати величини питомого опору копанню різних ґрунтів різними робочими органами, створити основи проектування вітчизняної землерийної техніки. Дослідження характеризуються також поглибленим вивченням механіки процесу взаємодії робочих органів з ґрунтом і використанням для цієї мети теорії руйнування матеріалів і граничного стану сипкого середовища і теорії різання металів.

Контрольні питання

1. Вимоги до конструкцій робочих органів машин для земляних робіт.
 2. Опір ґрунтів копанню. Складові сили копання.
 3. Основні закономірності і особливості різання ґрунтів. Основні види різання. Профілі ножів.
 4. Визначення критичної глибини різання способом професора С.В.Кравця.
 5. Розрахунок сил різання ґрунтів способом професора Ю.О.Ветрова.
 6. Інші способи розрахунку сил різання і копання ґрунтів.
- Теорія В.П.Горячкіна, М.Г.Домбровського, А.М.Зеленіна, О.С.Реброва, І.Я.Айзенштока, В.І.Баловнєва, В.Д.Абезгауза та ін.

4. ДИНАМІКА ЗЕМЛЕРИЙНИХ І ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

4.1. Аналіз динамічних систем землерийних машин

У процесі роботи на землерийну і землерийно-транспортну машину діють компоненти опору копанню, реакції ґрунту на опорні частини ходового обладнання, сили ваги, інерції, вітру і опір повітря (звичайно двома останніми зневажають з огляду їх незначної величини).

Діючі навантаження можуть бути постійними (не змінюють із часом значення, напрямки і точки прикладання) і змінними (змінюють один із параметрів). Постійні відносять до статичних, змінні - до динамічних навантажень.

Машини бувають зі сталим і несталим режимом роботи. Сталий режим характерний для машин безперервної дії (багатокішшеві екскаватори), несталий - для машин циклічної дії (бульдозери та ін.). Для кожної машини характерні розгін, сталий режим, гальмування і різке стопоріння при зустрічі робочого органа з нездоланною перешкодою.

При виборі розрахункових положень для елементів конструкції враховують наступні види діючих навантажень: нормальні, випадкові та аварійні.

Нормальні навантаження, що діють у процесі нормальної експлуатації, враховуються при розрахунку конструкції на довговічність.

Випадкові навантаження, що діють у самих несприятливих сполученнях, враховуються при розрахунку елементів конструкції на міцність.

Аварійні навантаження, що діють при обставинах які рідко зустрічаються, але які приводять конструкцію в непрацюючий стан, враховуються при розрахунку запобіжних пристроїв і блокувань.

Реальний механізм замінюється моделлю, складеною з дискретних мас, що знаходяться під дією зовнішніх навантажень і внутрішніх опорів. При цьому вважають, що масою пружних елементів внаслідок їхньої незначної величини можна знехтувати, а масивні диски і деталі малої довжини мають нескінченно велику жорсткість.

Машину разом з робочим обладнанням, рамою, двигуном і трансмісією розглядаємо як ряд зосереджених мас з визначеними моментами інерції, з'єднаних між собою пружними зв'язками у вигляді валів, муфт, редукторів, зубчастих і черв'ячних зачеплень, ланцюгових і пасових передач, канатами, деталями металевих конструкцій і ін., які мають відповідну жорсткість (кутові і лінійні переміщення від дії одиничних моментів або сил).

Розглянемо методи аналізу пружних систем на прикладі привода ланцюгового робочого органа багатокішшевого екскаватора з електричним багатомоторним приводом. Побудуємо для приведеної на рис. 4.1 кінематичної схеми діаграму мас. Число ступенів свободи розглянутої пружної системи відповідає кількості незалежних координат, що визначають положення всіх мас системи.

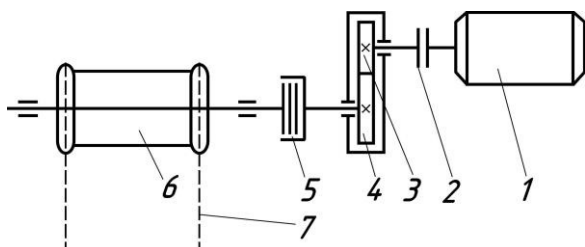


Рис. 4.1. Кінематична схема привода ланцюгового робочого органа багатокішшевого екскаватора:

1 - електродвигун; 2 - пружна муфта; 3 і 4 - шестерні редуктора; 5 - запобіжна муфта; 6 - ведучий барабан ланцюга; 7 - кішшевий ланцюг

Представлена на рис. 4.1 кінематична схема може бути розбита на наступні ділянки: 1-3 - ділянка вала між двигуном і ведучою шестернею, 3-4 - зубчасте зачеплення між ведучою і веденою шестернями редуктора, 4-5 - ділянка вала між веденою шестернею і запобіжною муфтою, 5-6 - ділянка вала між запобіжною муфтою і ведучим барабаном і 6-7 - ділянка ланцюгового робочого органа, зв'язана з ведучим барабаном.

При складанні еквівалентної розрахункової схеми здійснимо приведення всіх мас, моментів інерції і жорсткостей до вала ведучого барабана. Позначимо жорсткості відповідних ділянок C_{1-3} , C_{3-4} , C_{4-5} і т.д. При цьому жорсткості елементів системи C_{1-3} , C_{3-4} , приведені до вала ведучого барабана, можна

визначити як $i^2 C_{1-3}$, $i^2 C_{3-4}$, де i - передаточне відношення редуктора. Приведені до того ж вала моменти інерції визначаються як $J_1 i^2$, $J_2 i^2$. Момент інерції ланцюгового робочого органа може бути визначений за формулою $J_7 = m r^2$, де m - маса ланцюгового робочого органа з урахуванням наявності ґрунту в ковшах робочої вітки; r - радіус початкового кола зірочок ведучого барабана.

На рис. 4.2, а представлена розрахункова схема розглянутої динамічної системи. $M_{дін}$ - момент, що розвивається двигуном, приведений до вала ведучого барабана.

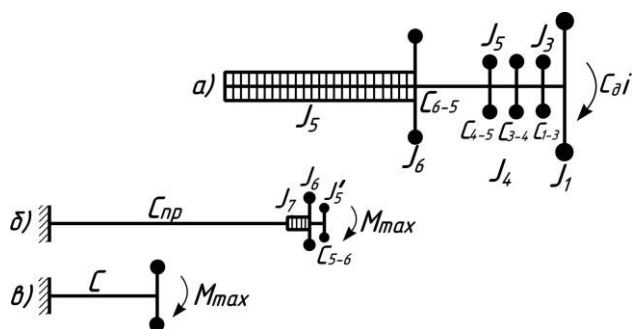


Рис. 4.2. Розрахункова схема привода ланцюга робочого органа багатоківшевого екскаватора: а - багатомасова схема; б - схема з врахуванням впливу фрикційної муфти; в - одно масова схема

У процесі складання для реального механізму розрахункової динамічної схеми допускаються різні спрощення. Так, розподілена по довжині маса валів приводиться до зосереджених мас. У цьому випадку, якщо на валу розташовані дві зосереджені маси, а вузол коливань знаходиться у безпосередній близькості від однієї з них, то до моменту інерції іншої маси варто додати $1/3$ моменту інерції розподіленої маси вала. Якщо вузол коливань розташований посередині вала, то до кожної маси додається $1/6$ моменту інерції розподіленої маси вала, і, нарешті, якщо вузол коливань відсутній, то до кожної із зосереджених мас додається

$1/2$ моменту інерції розподіленої маси вала.

Спрощення розрахункової схеми досягається також за рахунок приведення мас, моментів інерції і жорсткостей елементів розглянутої системи, у даному випадку, до вала ведучого барабана.

Часто виникає необхідність подальшого спрощення пружної системи, однак, прийняті спрощення при всіх умовах не повинні спотворювати досліджувані динамічні процеси.

Розглянемо випадок стопоріння ланцюгового робочого органа при зустрічі одного з ковшів із важкодоланною перешкодою, що є, мабуть, найбільш небезпечним з погляду виникаючих в елементах робочого органа перенапружень.

При відсутності ковзання в муфтах, ведучі і ведені частини трансмісії можна розглядати як єдину систему. В цьому випадку розрахункова схема виявиться найбільш складною. В розглянутому випадку при стопорінні ланцюгового робочого органа запобіжна фрикційна муфта 5 (див. рис. 4.1) почне проковзувати. При цьому ведучі і ведені частини пружної системи можуть розглядатися незалежно одна від одної, якщо зневажити зміною крутного моменту, переданого муфтою, в функції швидкості ковзання. Таке припущення цілком прийнятне для практичних розрахунків.

Аналогічне розчленовування складної схеми припустимо при наявності в ній турбопередачі. У загальному випадку при опорах, що довільно змінюються (рис. 4.3) на будь-якому досить малому переміщенні може бути прийнята лінійна залежність.

Збільшення сили опору на одиницю переміщення виконавчого органа може служити характеристикою жорсткості перешкоди. Приведена жорсткість перешкоди вимірюється крутним моментом, прикладеним до вала приведення, необхідним для повороту його на один радіан.

Як правило, при роботі в однорідних м'яких і середньої міцності ґрунтах приведена жорсткість перешкоди значно менша жорсткості елементів розглянутої динамічної системи.

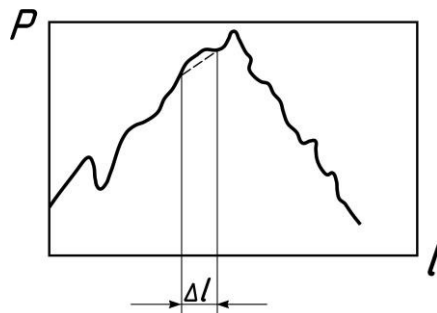


Рис. 4.3. Залежність зміни опору P в функції переміщення l ковша екскаватора при стопорінні

Враховуючи, що відстані між зосередженими масами еквівалентної схеми зворотно пропорційні жорсткостям відповідних ділянок, а також можливість при ковзанні фрикційної муфти виділити ведену частину пружної системи, приєднавши до неї послідовно пружний елемент, еквівалентний перешкоді, одержимо розрахункову схему, зображену на рис. 4.2, б. На схемі J'_5 - момент інерції веденої частини запобіжної муфти; M_{\max} - момент, що передається муфтою.

Як видно, всі маси розглянутого механізму зосереджені на одному кінці вала, вплив мас окремих вузлів на закон руху пружної системи в цілому порівняно невеликий, тому без ризику істотного перекошування досліджуваного динамічного процесу для даного розрахункового випадку можна вважати всі маси зосередженими в одній точці вала барабана, представивши систему, яка має один ступінь свободи (рис. 4.2, в).

До такого вигляду схеми можуть бути приведені при рішенні задач, зв'язаних з перехідними процесами під час різкого гальмування, розрахункові схеми виконавчих органів усіх землерийних машин при їхньому стопорінні.

Що стосується частини схеми в межах від двигуна до ведучої половини запобіжної муфти, то в процесі стопоріння ланцюгового робочого органа динамічне навантаження в ній обмежується величиною граничного крутного моменту M_{\max} , переданого фрикційною запобіжною муфтою.

Спрощена схема ланцюгового робочого органа багатоківшевого екскаватора отримана з передумови, що жорсткість перешкоди істотно менша жорсткості найбільш піддатливих елементів розглянутої системи. В тих випадках, коли ця умова не дотримується, приходится ланцюговий робочий орган замінити еквівалентним пружним стрижнем, поздовжні коливання якого описуються диференціальним рівнянням другого порядку в частинних похідних. Однак у деяких випадках, наприклад, при рішенні динамічних задач енергетичним методом, може бути запропонований більш простий шлях.

Число ступенів свободи розрахункової схеми залежить від кроку ковшів, довжини ланцюгового робочого органа, місця розташування застопореного ковша і в окремих випадках перевищує 8...10.

У межах робочих навантажень між деформацією ківшевого ланцюга і її натягом існує практично лінійна залежність. Відповідно розглянута механічна система може бути

віднесена до класу лінійних. Відомо, з іншого боку, що до лінійних систем може застосовуватись принцип суперпозиції.

Принцип суперпозиції дозволяє спростити рішення динамічних задач, зв'язаних з визначенням найбільшого натягу в ланцюговому робочому органі. У цьому випадку припустимий послідовний розгляд, як показано на рис. 4.4, ряду систем з одним ступенем волі з наступним підсумовуванням натягів на окремих ділянках 1, 2, 3 і 4. Тут Σm - приведена маса обертових частин вала барабана, а m_1 , m_2 і m_3 - маси ковшів із ґрунтом на ділянці робочої вітки ківшевого ланцюга від ковша, що зустрів перешкоду, до ведучого барабана робочого органа.

Аналогічний підхід до розрахунку максимальних динамічних навантажень може бути здійснений стосовно до систем поліспа-

лебідка при стопорінні робочого органа - гака крана, ковша одноківшевого екскаватора, відвала бульдозера, ковша скрепера та ін. Прийняті спрощення розрахункових схем неминуче призводять до визначених похибок, значення яких необхідно оцінити. Крутні

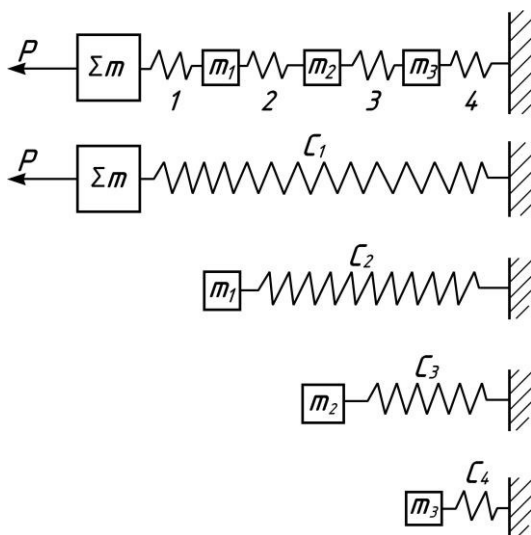


Рис. 4.4. Еквівалентна схема ківшевого ланцюга з ковшами для випадку стопоріння при рішенні задач методом суперпозиції

Для довільно деформованої системи рівняння, складені відповідно до принципу Д'Аламбера, є необхідною, але недостатньою умовою рівноваги прикладених до системи сил.

У цьому випадку можна звернутися до принципу Д'Аламбера-Лагранжа, що базується на поєднанні принципу Д'Аламбера з принципом можливих переміщень.

Якщо система матеріальних точок знаходиться в рівновазі, то робота всіх сил на будь-яких малих переміщеннях, при яких не порушуються накладені на систему зв'язки, дорівнює нулю. Таке переміщення матеріальних точок системи в механіці називають можливим.

Умова, що відповідає принципу Д'Аламбера-Лагранжа, може бути представлена у вигляді рівняння

$$\sum_{i=1}^n [(m_i \ddot{x}_i - X_i) dx_i + (m_i \ddot{y}_i - Y_i) dy_i + (m_i \ddot{z}_i - Z_i) dz_i] = 0, \quad (4.4)$$

де: \ddot{x} , \ddot{y} і \ddot{z} - проекції вектора прискорення i -ої маси на осі декартової системи координат; X_i , Y_i і Z_i - проекції рівнодіючої зовнішніх сил і реакцій зв'язків, прикладені до i -ої маси; dx_i , dy_i і dz_i - проекції на осі довільного переміщення i -ої маси, сумісного зі зв'язками, накладеними на систему.

Таким чином, сума робіт усіх сил як внутрішніх, так і зовнішніх, прикладених до системи і сил інерції на довільному сумісному зі зв'язками переміщенні дорівнює нулю.

Методика складання рівнянь рухів систем з розподіленою масою в принципі аналогічна розглянутим вище методам, але і не позбавлена певної специфіки.

Складання рівняння коливань для ланцюгового робочого органа багатоківшевих екскаваторів, драг, елеваторів, тягових ланцюгів транспортерів і ін. істотно спрощується, якщо допустити, що ланцюговий робочий орган у відношенні динамічних процесів, що протікають у ньому, еквівалентний однорідному за довжиною пружному стрижневі. Хоча ланцюговий робочий орган, як відомо, має кінцеве число ступенів свободи, рівне числу зосереджених мас, а в пружного стрижня число ступенів свободи нескінченне, проте при рішенні задач динаміки ланцюгового робочого органа його можна розглядати як однорідний за довжиною пружний стрижень.

До систем з розподіленою масою може бути віднесений канат, коли при великій довжині маса його співрозмірна з масою конструкції або вантажу, що приводиться ним у рух.

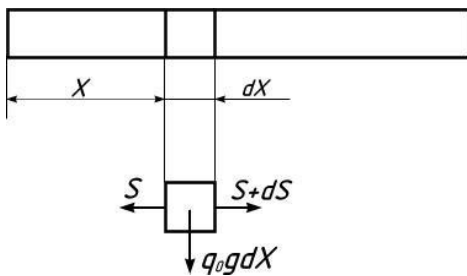


Рис. 4.6. Схема еквівалентного пружного стрижня

перетині x , складе

Для складання, наприклад, рівняння коливань ланцюга робочого органа багатоківшевого екскаватора, розглянутого як однорідний за довжиною пружний стрижень, маса якого відповідає масі ланцюгового робочого органа з урахуванням наявності ґрунту в ковшах, розглянемо виділену по його довжині елементарну ділянку dx (рис. 4.6). Довжина цієї ділянки обмежена двома нескінченно близькими перетинами стрижня x і $(x+dx)$. Через $u(x, t)$ позначимо пружну деформацію (зсув) даного перетину щодо положення рівноваги. Розтягуюча сила, що діє, у

$$S = E_0 \frac{\partial u}{\partial x}. \quad (4.5)$$

Сила, що діє в суміжному перетині,

$$S + dS = E_0 \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} dx \right), \quad (4.6)$$

де E_0 - жорсткість тягового ланцюга, що представляє відношення натягу ланцюга до його поздовжньої пружної відносної деформації:

$$E_0 = EF, \text{ Н}, \quad (4.7)$$

де: E - модуль пружності еквівалентного стрижня, Н/м²; F - площа його перетину, м².

Сила інерції коливного елемента

$$dJ = q_0 \left(j + \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right) dx, \quad (4.8)$$

де: q_0 - погонна маса ланцюга, кг·с²/м; j - прискорення ланцюга через нерівномірність його руху, м/с².

Елементарна сила опору руху ланцюга, постійно спрямована вбік, протилежний руху,

$$dW = q_0 g f dx, \quad (4.9)$$

де: f - усереднений коефіцієнт опору руху; g - прискорення сили тяжіння, м/с².

Рівняння руху розглянутого елемента

$$dS - dJ - dW = 0 \quad (4.10)$$

або

$$E_0 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} dx - q_0 \left(j + \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right) dx - q_0 g f dx = 0. \quad (4.11)$$

Після елементарних перетворень одержимо

$$a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = j + gf, \quad (4.12)$$

де $a^2 = E_0 / q_0$.

Даний вираз являє собою рівняння другого порядку в частинних похідних. Для визначення пружних переміщень ланцюга необхідно крім отриманого рівняння коливаних мати у своєму розпорядженні початкові і граничні умови задачі. Виведене рівняння відбиває колювання ланцюга під впливом зовнішніх збурювань, тобто являє собою рівняння змущених колювання системи. У випадку, якщо права частина рівняння дорівнює 0, тобто

$$a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0, \quad (4.13)$$

рівняння відповідає вже вільним колюванням ланцюга, що виникає внаслідок невірноваженості системи в початковий момент.

Врахування внутрішнього тертя в процесі перехідного періоду розглянемо на прикладі канатної системи керування. В системі поліспаст-лебідка при імпульсивному навантаженні в канаті внаслідок деформацій останнього додатково витрачається робота на тертя $A_{тр}$ каната об канат при багатошаровому накручуванні і каната об барабан при одношаровому накручуванні. Розглянемо елементарну ділянку довжини каната, що набігає на барабан. При зростанні імпульсивного навантаження від нуля до P_0 робота тертя може бути визначена в такий спосіб.

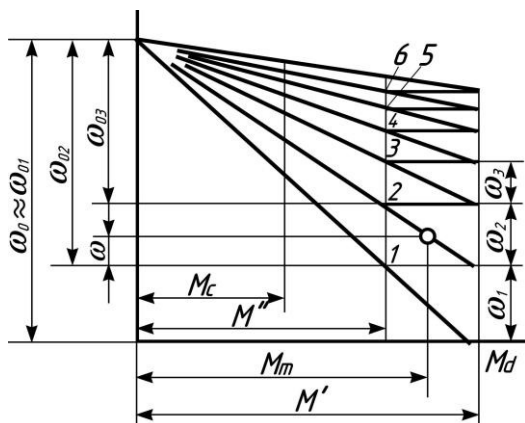


Рис. 4.7. Характеристика асинхронного електродвигуна в пусковому режимі

У двох нескінченно близьких перетинах каната на відрізку $(D_{cp}/2)d\varphi$, де D_{cp} - середній діаметр витка каната при багатошаровій навивці на барабан (рис. 4.7), у момент, коли імпульсивне навантаження досягне значення P_0 , на елементарну ділянку довжини каната будуть діяти розтягуючі зусилля $P_0 e^{f\varphi}$ і $P_0 e^{f(\varphi+d\varphi)}$. Тут φ - кут, відлічуваний від точки набігання каната на барабан, а f - коефіцієнт тертя каната об канат (або об барабан). Приймаємо, що $e^{f\varphi} \rightarrow 1$. Тоді розтягуюча сила, що діє на виділену ділянку каната $P_0 e^{f\varphi}$.

Деформація елементарної ділянки довжини каната в цьому випадку

$$d\Delta = \frac{P_0(0,5D_{cp}d\varphi)}{e^{f\varphi}E_{\kappa}F_{\kappa}}, \quad (4.14)$$

де E_{κ} і F_{κ} - відповідно модуль пружності і площа перетину каната. Сумарна деформація каната на барабані

$$\Delta = \int_0^{2\pi n} \frac{P_0 D_{cp} d\varphi}{2E_{\kappa} F_{\kappa} e^{f\varphi}} = \frac{P_0 D_{cp}}{2E_{\kappa} F_{\kappa}} \left(\frac{1}{f} - \frac{1}{fe^{2\pi n f}} \right). \quad (4.15)$$

При числі витків каната на барабані більше 4 другим членом формули можна зневажити, тоді

$$\Delta \approx \frac{P_0 D_{cp}}{2E_{\kappa} F_{\kappa} f}. \quad (4.16)$$

Відповідна робота тертя складе

$$A_{mp} = \left(\frac{P_0}{2} + P_{cm} \right) \frac{P_0 D_{cp}}{2E_{\kappa} F_{\kappa}} \left(\frac{1}{f} - \frac{1}{fe^{2\pi n f}} \right) \approx \left(\frac{P_0}{2} + P_{cm} \right) \frac{P_0 D_{cp}}{2E_{\kappa} F_{\kappa} f}, \quad (4.17)$$

де P_{cm} - статичний натяг каната.

Як указувалося, Фохт приписує силам тертя в'язкий характер, що дозволяє гранично спростити диференціальне рівняння руху, вважаючи в'язкі опори пропорційними швидкості руху.

Рівняння вільних коливань пружно-в'язкої системи відповідно прийнятому закону її деформації має вигляд

$$m\ddot{x} + k\dot{x} + cx = 0 \quad \text{або} \quad \ddot{x} + \frac{k}{m}\dot{x} + \frac{c}{m}x = 0, \quad (4.18)$$

де k - приведений коефіцієнт в'язкості.

Якщо позначити $k/m=2n$ і $c/m=p^2$, то рівняння руху можна представити у вигляді

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + p^2x = 0, \quad (4.19)$$

де p^2 - квадрат власної частоти коливань системи при відсутності в'язкого опору.

Для випадку, коли $n < p$ характерного для розглянутих нами механічних систем, рішення рівнянь має вигляд

$$x = Ae^{-nt} \sin(p_1 t + \gamma), \quad (4.20)$$

де $p_1 = \sqrt{p^2 - n^2}$ являє собою частоту процесу, що в нашому випадку, через незначність n , мало відрізняється від власних коливань системи p .

Постійні A і γ можуть бути виражені через початковий зсув x_0 і початкову швидкість \mathcal{G}_0 :

$$A = \sqrt{x_0^2 + \frac{(\mathcal{G}_0 + nx_0)^2}{p_1^2}}; \quad (4.21)$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p_1 x_0}{\mathcal{G}_0 + nx_0}. \quad (4.22)$$

Після підстановки постійних A і γ рівняння прийме вигляд:

$$x = e^{-nt} \left(x_0 \cos p_1 t + \frac{\mathcal{G}_0 + nx_0}{p_1} \sin p_1 t \right). \quad (4.23)$$

Отримані рівняння руху системи відповідають згасаючим коливанням, причому з досить повільною зміною амплітуди вільних коливань, оскільки демпфірування, викликане силами внутрішнього тертя, як правило, не дуже велике. Для складання рівняння руху системи в перехідному процесі необхідно знати закон зміни зовнішнього моменту, прикладеного до розглянутої системи.

Розглянемо випадок пуску стрічкового транспортера з приводом від асинхронного двигуна змінного струму з фазовим ротором і контактними кільцями. При пуску транспортера виробляється східчає виведення секцій додаткових опорів у ланцюзі двигуна.

В першому наближенні прийmemo, що реостатні характеристики асинхронного двигуна прямолінійні (рис. 4.7). На приведеній характеристиці електродвигуна $M=f(\omega)$ прийняті наступні позначення: M' - найбільший момент, що розвивається двигуном на кожній ступіні реостата; M'' - момент, що розвивається двигуном при переключенні реостата на наступну ступінь; ω_0 - синхронна кутова швидкість обертання вала електродвигуна.

Провівши необхідне дослідження, одержимо

$$M = M_c + \varepsilon_1 e^{-r} m^t J, \quad (4.24)$$

де: J - приведений до вала двигуна момент інерції всіх ас, що рухаються; M_c - статичний момент опору руху конвеєра; ε - початкове кутове прискорення на кожній ступіні реостата;

$$r_m = \frac{M'}{J\omega_{0m}}, \quad (4.25)$$

де ω_{0m} - швидкість, що розвивається наприкінці m -ої ступіні.

4.3. Динаміка землерийно-транспортних машин

Реальний механізм замінюється моделлю, складеною з дискретних мас, що знаходяться під дією зовнішніх навантажень і внутрішніх опорів. При цьому вважають, що масою пружних елементів внаслідок їхньої незначної величини можна зневажити, а масивні диски і деталі малої довжини мають нескінченно велику жорсткість.

Машину разом з робочим обладнанням, рамою, двигуном і трансмісією розглядаємо як ряд зосереджених мас з визначеними моментами інерції, з'єднаних між собою пружними зв'язками у вигляді валів, муфт, редукторів, зубчастих і черв'ячних зачеплень, ланцюгових і пасових передач, канатами, деталями металевих конструкцій і ін., які мають відповідну жорсткість (кутові і лінійні переміщення від дії одиничних моментів або сил).

Така система називається динамічною еквівалентною системою (рис. 4.8) з кінцевим числом ступенів свободи. Ця система з достатньою точністю може бути приведена до розрахунку простої пружної системи з однієї або двома і ін. ступенями свободи, що знаходяться під дією зовнішніх навантажень. Така система називається спрощеною одно- (дво-, три і ін.) масовою еквівалентною системою, що характеризується приведеними моментами інерції, масою, жорсткістю і піддатливістю.

Для одержання приведеної маси або приведенного моменту інерції запишемо вираз кінетичної енергії приведеної маси як суму кінетичних енергій мас, що вона замінює:

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{2} m_{np} \mathcal{G}_{np}^2 &= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k m_i \mathcal{G}_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^l I_i \omega_i^2; \\ \frac{1}{2} I_{np} \omega_{np}^2 &= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k m_i \mathcal{G}_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^l I_i \omega_i^2, \end{aligned} \right\} \quad (4.26)$$

де: m_{np} , I_{np} - відповідно приведені маса і момент інерції; \mathcal{G}_{np} , ω_{np} - лінійна і кутова швидкість елемента приведення; \mathcal{G}_i , ω_i - лінійна і кутова швидкість i -го елемента механізму.

З цих рівнянь знаходимо:

$$\left. \begin{aligned} m_{np} &= \sum_{i=1}^k m_i \left(\frac{\mathcal{G}_i}{\mathcal{G}_{np}} \right)^2 + \sum_{i=1}^l I_i \left(\frac{\omega_i}{\mathcal{G}_{np}} \right)^2; \\ I_{np} &= \sum_{i=1}^k m_i \left(\frac{\mathcal{G}_i}{\omega_{np}} \right)^2 + \sum_{i=1}^l I_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_{np}} \right)^2. \end{aligned} \right\} \quad (4.27)$$

Зазначені вирази можуть бути представлені в іншій формі з врахуванням, що $\mathcal{G}_i = \omega_i R$ і $u = \omega_{np} / \omega_i = \mathcal{G}_{np} / \mathcal{G}_i$ (R - розрахунковий радіус виконавчого механізму щодо осі його приведення, i - передаточне число трансмісії):

$$\left. \begin{aligned} m_{np} &= \sum_{i=1}^k m_i \frac{1}{u^2} + \sum_{i=1}^l I_i \frac{1}{u^2 R^2}; \\ I_{np} &= \sum_{i=1}^k m_i \frac{R^2}{u^2} + \sum_{i=1}^l I_i \frac{1}{u^2}; \\ m_{np} &= \frac{I_{np}}{R^2}. \end{aligned} \right\} \quad (4.28)$$

Приведені сили і моменти визначають з умови рівності їх роботи сумі робіт тих сил і моментів, що вони заміняють:

$$\left. \begin{aligned} P_{np} g_{np} &= \sum_{i=1}^k P_i g_i + \sum_{i=1}^l M_i \omega_i; \\ M_{np} \omega_{np} &= \sum_{i=1}^k P_i g_i + \sum_{i=1}^l M_i \omega_i, \end{aligned} \right\} \quad (4.29)$$

де: P_{np} , M_{np} - відповідно приведені сила і момент; P_i , M_i - проекція відповідної i -ї сили на напрямок руху центру мас ланки (або на напрямок вектора абсолютної швидкості ланки) і момент, що діє на i -у ланку.

З цих рівнянь знаходимо:

$$\left. \begin{aligned} P_{np} &= \sum_{i=1}^k P_i \frac{g_i}{g_{np}} + \sum_{i=1}^l M_i \frac{\omega_i}{g_{np}}; \\ M_{np} &= \sum_{i=1}^k P_i \frac{g_i}{\omega_{np}} + \sum_{i=1}^l M_i \frac{\omega_i}{\omega_{np}}. \end{aligned} \right\} \quad (4.30)$$

Приведення кутової (Нм/рад) і лінійної (Н/м) жорсткості до якого-небудь елемента конструкції виконується за рівністю потенціальної енергії пружної деформації обраного елемента і елемента приведення:

$$\frac{M_1 \varphi_1}{M_2 \varphi_2} = \frac{c_{\varphi_{np}} \varphi_1^2 / 2}{c_{\varphi_2} \varphi_2^2 / 2} \quad \text{або} \quad \frac{M_1}{M_2} = \frac{c_{\varphi_{np}} \varphi_1}{c_{\varphi_2} \varphi_2}. \quad (4.31)$$

Тоді

$$c_{\varphi_{np}} = \frac{M_1}{M_2} c_{\varphi_2} \frac{\varphi_2}{\varphi_1} = c_{\varphi_2} \frac{1}{u_{12}} \frac{M_1}{M_1 u_{12} \eta} = \frac{c_{\varphi_2}}{u_{12}^2 \eta}, \quad (4.32)$$

аналогічно

$$c_{x_{np}} = \frac{c_{x_2} R_1^2}{u_{12}^2 \eta}, \quad (4.33)$$

де: $c_{\varphi_{np}}$, $c_{x_{np}}$ - приведені кутова і лінійна жорсткість, c_{φ_2} , c_{x_2} - кутова і лінійна жорсткість; M_1 , M_2 - моменти, якими навантажені ведучий і ведений вали; φ_1 , φ_2 - кути повороту ведучого і веденого валів під дією відповідних моментів M_1 , M_2 ; u_{12} - передаточне відношення між валами 1 і 2; η - механічний ККД механізму; R_1 - радіус виконавчого органа.

Для переходу від лінійної жорсткості, вимірюваної в Н/м, до кутової, яка вимірюється в Нм/рад, необхідно лінійну жорсткість помножити на квадрат радіусу виконавчого органа.

Привівши жорсткість всіх елементів до однієї величини, визначають сумарну жорсткість пружних елементів, розташованих:

- послідовно

$$c_{np} = \frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \dots + \frac{1}{c_n}}, \quad (4.34)$$

- паралельно

$$c_{np} = c_1 + c_2 + \dots + c_n. \quad (4.35)$$

Для рішення ряду динамічних задач машин з розгалуженою трансмісією користуються поняттям піддатливості $e=1/c_\varphi$ (рад/Нм).

Піддатливість також приводять за рівністю потенціальної енергії еквівалентної і дійсної систем:

$$e_{np}=eu^2. \quad (4.36)$$

Сумарна приведена піддатливість:

$$e_{np.сум} = k \sum_{i=1}^n e_i u^2, \quad (4.37)$$

де k - коефіцієнт, що враховує піддатливість опор, корпусних деталей і металоконструкції; $k=1,1...2,0$.

Представлення про реальні механізми як про абсолютно пружні тіла у випадку дії пластичних і в'язких деформацій є умовним. Наявність в елементах машини або в процесі взаємодії робочих органів і рушіїв із зовнішнім середовищем сухого і в'язкого тертя дозволяє більш точно описувати машини, якщо їм приписувати властивості в'язко-пружності.

На рис. 4.8 представлені динамічні еквівалентні схеми бульдозера і самохідного скрепера для випадку, коли вся енергія двигуна реалізується через трансмісію і рушії. Трансмісія розглядається як ряд зосереджених мас, які є моментами інерції: I_1 - вала двигуна і всіх його частин, приведених до вала; I_2 - первинного вала коробки передач і деталей, що з ним обертаються; I_3 - проміжного вала коробки передач; I_4 - вторинного вала коробки передач; I_5 - головної передачі; I_6 - бортових редукторів; I_7 - ведучих зірочок гусеничного рушія; I_8, I_9, I_{10} - обертових деталей привода системи керування.

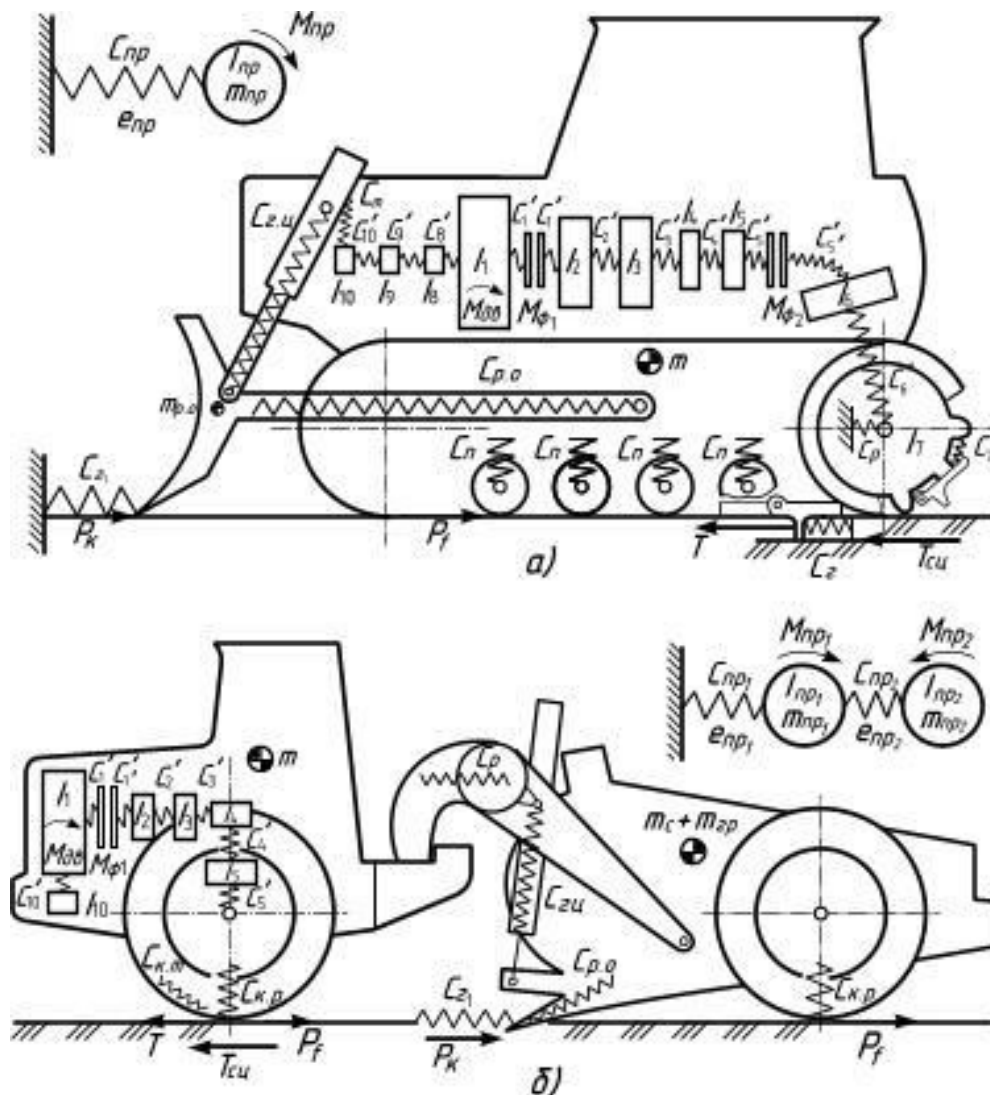


Рис. 4.8. Еквівалентні і спрощені одно- і двомасові динамічні системи:
 а - для бульдозера; б - для самохідного скрепера

Позначення на рис. 4.8: m - маса бульдозера і одноосьового тягача, що поступально рухається; $m_{p.o}$ - маса робочого обладнання і $m_c + m_{cp}$ - маса скрепера з ґрунтом; c'_i - крутильні жорсткості елементів трансмісії; c_n - лінійна жорсткість підвіски опорних котків; c_p - лінійна жорсткість елементів рами тягача (скрепера); $c_{p.o}$ - лінійна жорсткість робочого обладнання; $c_{z.u}$ - лінійна жорсткість привода керування, що сприймає зусилля від опору середовища; $c_{k.p}$ - радіальна жорсткість колеса; $c_{k.t}$ - тангенціальна жорсткість колеса; c_{i_1} - жорсткість ґрунту перед робочим органом; c_2 - жорсткість ґрунту перед ґрунтозачепами; c_m - лінійна жорсткість трубопроводів.

На робоче обладнання діє дотична складова опору копанню P_k , на рушії - опір руху P_f і рушійна сила T , що при порушенні зчеплення між рушієм і ґрунтом переходить у граничну силу тяги по зчепленню $T_{зч}$.

При зустрічі робочого органа з нездоланною перешкодою, яка має граничну жорсткість c_{e_1} , умовно вважаємо його масу нескінченно великою, а бульдозер представляємо у вигляді одномасової, скрепер - двомасової системи з приведеними динамічними показниками.

Для складання диференціальних рівнянь руху машини використовуємо принцип Д'Аламбера: будь-яка задача динаміки зводиться до задачі статички, якщо до зовнішніх сил, що діють на систему і до реакцій зв'язків додати сили інерції, рівні добуткам мас системи на відповідні прискорення, взяті зі зворотним знаком. Для жорстких систем необхідною і достатньою умовою рівноваги буде рівність нулю геометричної суми сил і суми моментів цих сил відносно довільної точки O :

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^n (-m_i a_i + P_i + R_i) &= 0; \\ \sum_{i=1}^n M_0 (-m_i a_i + P_i + R_i) &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (4.38)$$

де: $m_i a_i$ - сила інерції; P_i - активна сила; R_i - реакції зв'язків, які прикладені до i -ї маси системи.

Для довільної деформуємої системи зазначених умов рівноваги системи недостатньо. Об'єднання принципу Д'Аламбера і принципу можливих переміщень: суми елементарних робіт всіх активних сил, прикладених до матеріальної системи, підпорядкованої ідеальним незвільняючим зв'язкам і сил інерції на всякому можливому переміщенні (з'єднаємо зі зв'язками) дорівнюють нулю, дає необхідне рішення:

$$\sum_{i=1}^n [(m_i \ddot{x}_i - X_i) \delta x_i + (m_i \ddot{y}_i - Y_i) \delta y_i + (m_i \ddot{z}_i - Z_i) \delta z_i] = 0, \quad (4.39)$$

де: X_i, Y_i, Z_i - проекції рівнодіючої зовнішніх сил і реакцій зв'язків, прикладені до i -ї маси; x_i, y_i, z_i - координати точок їхнього прикладання; $\delta x_i, \delta y_i, \delta z_i$ - проекції на осі координат довільного переміщення i -ї маси; $\ddot{x}_i, \ddot{y}_i, \ddot{z}_i$ - проекції вектора прискорення i -ї маси на осі декартової системи координат.

Для застосування принципу Д'Аламбера необхідно знати напрямки і значення всіх сил, що діють на систему, а також напрямки прискорень усіх мас системи, що не завжди можливо.

Принцип Д'Аламбера, що має велику фізичну наочність при складанні рівнянь рівноваги елементів машин, що знаходяться під дією пружних сил і сил інерції, при розгляді динаміки складних машин виявляється надмірно громіздким, що обмежує його практичне застосування.

Більш універсальним методом опису власних коливань динамічної системи є метод Лагранжа, заснований на понятті узагальнених координат.

У функції прийнятих узагальнених незалежних координат системи записуються потенціальна і кінетична енергія для окремих складальних одиниць, що в сумі дають потенціальну і кінетичну енергію всієї динамічної системи. Рівняння Лагранжа другого роду є рівняннями малих власних коливань системи біля положення рівноваги. Число рівнянь повинне дорівнювати числу ступенів свободи, тобто відповідати числу зосереджених мас.

Рівняння руху для кожної узагальненої координати можна одержати, застосувавши перетворення Лагранжа до рівняння енергетичного балансу системи $T+D+\Pi=W$:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = \frac{\partial W}{\partial q_i}, \quad (4.40)$$

де: T - кінетична енергія; Π - потенціальна енергія; D - дисипативна функція; W - робота зовнішніх сил, що діють на систему; q_i - узагальнена швидкість (лінійна або кутова).

Поскілки логарифмічні декременти згасання власних коливань консольних стрілових і несучих елементів землерийних машин безперервної дії, наприклад роторних багатоківшевих екскаваторів, невеликі і лежать у межах: 0,1...0,2 для коливань з низькими частотами і 0,05...0,08 для коливань з високими частотами, то дисипативною функцією розсіювання в рівнянні можна знехтувати при аналізі частот і форм власних коливань системи.

Вирази для кінетичної і потенціальної енергії мають вигляд:

$$\left. \begin{aligned} T &= \sum_{i=1}^n \frac{I_i \dot{\varphi}_i^2}{2}; \quad T = \sum_{i=1}^n \frac{m \dot{x}_i^2}{2}; \\ \Pi &= \sum_{i=1}^n \frac{c_{\varphi_i} (\varphi_i - \varphi_{i+1})^2}{2}; \quad \Pi = \sum_{i=1}^n \frac{c_{x_i} x_i^2}{2}, \end{aligned} \right\} \quad (4.41)$$

де c_{φ_i} , c_{x_i} - відповідно крутильна і лінійна жорсткість i -го елемента.

Як приклад на складання рівняння руху багатомасових систем розглянемо трансмісію бульдозера при вільних крутильних коливаннях (відсутність змушуючих зовнішніх сил і втрат на тертя), еквівалентна розрахункова схема якого представлена на рис. 4.8, а. За узагальнені координати приймаємо кути повороту дискретних мас $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_6, \varphi_7$.

Кінетична енергія мас трансмісії:

$$T = \frac{I_1 \dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{I_2 \dot{\varphi}_2^2}{2} + \frac{I_3 \dot{\varphi}_3^2}{2} + \frac{I_4 \dot{\varphi}_4^2}{2} + \frac{I_5 \dot{\varphi}_5^2}{2} + \frac{I_6 \dot{\varphi}_6^2}{2} + \frac{I_7 \dot{\varphi}_7^2}{2}. \quad (4.42)$$

Потенціальна енергія пружної трансмісії при крутильних деформаціях:

$$\begin{aligned} \Pi &= \frac{c'_1 (\varphi_1 - \varphi_2)^2}{2} + \frac{c'_2 (\varphi_2 - \varphi_3)^2}{2} + \frac{c'_3 (\varphi_3 - \varphi_4)^2}{2} + \\ &+ \frac{c'_4 (\varphi_4 - \varphi_5)^2}{2} + \frac{c'_5 (\varphi_5 - \varphi_6)^2}{2} + \frac{c'_6 (\varphi_6 - \varphi_7)^2}{2}. \end{aligned} \quad (4.43)$$

Члени рівняння для i -ї маси:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_i} \right) &= I_i \ddot{\varphi}_i; \\ \frac{\partial T}{\partial \varphi_i} &= 0; \\ \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_i} &= -c_{\varphi_i} (\varphi_{i-1} - \varphi_i) + c_{\varphi_i} (\varphi_i - \varphi_{i+1}). \end{aligned} \right\} \quad (4.44)$$

Підставивши зазначені значення в рівняння Лагранжа (дисипативними втратами нехтуємо, узагальнена сила дорівнює нулю), одержимо сім лінійних диференціальних рівнянь другого порядку, які описують вільний рух трансмісії:

$$\left. \begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 &= -c_{\varphi_1}(\varphi_1 - \varphi_2); \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 &= c_{\varphi_1}(\varphi_1 - \varphi_2) - c_{\varphi_2}(\varphi_2 - \varphi_3); \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 &= c_{\varphi_2}(\varphi_2 - \varphi_3) - c_{\varphi_3}(\varphi_3 - \varphi_4); \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 &= c_{\varphi_3}(\varphi_3 - \varphi_4) - c_{\varphi_4}(\varphi_4 - \varphi_5); \\ I_5 \ddot{\varphi}_5 &= c_{\varphi_4}(\varphi_4 - \varphi_5) - c_{\varphi_5}(\varphi_5 - \varphi_6); \\ I_6 \ddot{\varphi}_6 &= c_{\varphi_5}(\varphi_5 - \varphi_6) - c_{\varphi_6}(\varphi_6 - \varphi_7); \\ I_7 \ddot{\varphi}_7 &= c_{\varphi_6}(\varphi_6 - \varphi_7). \end{aligned} \right\} \quad (4.45)$$

При дії на бульдозер і його трансмісію зовнішніх сил (рис. 4.8, а) система рівнянь буде:

$$\left. \begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 &= M_o(\dot{\varphi}) - c_{\varphi_1}(\varphi_1 - \varphi_2); \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 &= c_{\varphi_1}(\varphi_1 - \varphi_2) - c_{\varphi_2}(\varphi_2 - \varphi_3); \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 &= c_{\varphi_2}(\varphi_2 - \varphi_3) - c_{\varphi_3}(\varphi_3 - \varphi_4); \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 &= c_{\varphi_3}(\varphi_3 - \varphi_4) - c_{\varphi_4}(\varphi_4 - \varphi_5); \\ I_5 \ddot{\varphi}_5 &= c_{\varphi_4}(\varphi_4 - \varphi_5) - c_{\varphi_5}(\varphi_5 - \varphi_6); \\ I_6 \ddot{\varphi}_6 &= c_{\varphi_5}(\varphi_5 - \varphi_6) - c_{\varphi_6}(\varphi_6 - \varphi_7); \\ I_7 \ddot{\varphi}_7 &= c_{\varphi_6}(\varphi_6 - \varphi_7) - c_{\varphi_7} \left(\varphi_7 - \frac{a}{r} \right); \\ m_1 \ddot{a} &= \frac{c_{\varphi_7}}{r^2} (\varphi_7 r - a) - P_f - c_p(a - a_1); \\ (m - m_{p.o} - m_1) \ddot{a}_1 &= c_p(a - a_1) - c_{p.o}(a_2 - a_3); \\ m_{p.o} \ddot{a}_3 &= c_{p.o}(a_2 - a_3) - P_k, \end{aligned} \right\} \quad (4.46)$$

де: a - лінійне переміщення гусеничних візків тягача; a_1 - лінійне переміщення рами тягача; a_2 - лінійне переміщення робочого органа в точці кріплення його до рами трактора; a_3 - переміщення ножа бульдозера в напрямку руху машини; m_1 - маса гусеничних візків бульдозера; r - радіус зачеплення ведучої зірочки; $m_{p.o}$ - маса робочого органа; m - маса бульдозера.

Привівши всі обертові частини до осі ведучого колеса і вважаючи $\ddot{a} = \ddot{a}_1 = \ddot{a}_3$, одержимо вираз:

$$\left(\frac{\sum I_{np}}{r^2} + m \right) \ddot{a} = T - P_f - P_k, \quad (4.47)$$

де: $\sum I_{np}$ - сума моментів інерції всіх обертових частин, приведених до осі ведучого колеса; T - дотична сила тяги на ободі ведучого колеса, гранично є постійною силою тяги по зчепленню $T_{зч}$.

Рівняння приводиться до рівняння для жорсткої одномасової системи:

$$m \ddot{a} + P_f - T_{зч} = 0. \quad (4.48)$$

Найбільші нормальні і випадкові навантаження на робочих органах ЗТМ виникають при стопорінні машин у результаті надмірного заглиблення відвала (ковша) в ґрунт або при ударі ножової системи об важку перешкоду. При цьому ходове обладнання доводиться до повного буксування. В зв'язку з цим з процесу формування зусиль на робочих органах виключаються маси двигуна і трансмісії, що обертаються. Це дає підстави систему рівнянь до рис. 4.8 звести до співвідношення руху машини у поступальному переміщенні (рис. 4.9)

Рішення даної задачі отримане А.М.Холодовим. З цією метою їм було введено для нормальних робочих процесів поняття інтенсивності зростання опору копанню ґрунту A , що

адекватне жорсткості умовної пружини односторонньої дії, яка імітує ґрунт. Оскільки на початковому етапі копання ґрунту робочими органами ЗТМ опір копанню визначається відомою рівністю

$$R_H = KBh, \quad (4.49)$$

то прийнявши $h = x \operatorname{tg} \theta = x \frac{\vartheta_0}{\vartheta_H}$, (рис. 4.9),

отримаємо

$$R_H = K_1 B \frac{\vartheta_0}{\vartheta_H} x, \quad (4.50)$$

де: K_1 - питомий опір копання ґрунту; B - ширина ґрунтової стружки; ϑ_0 і ϑ_H - швидкості опускання ножів і поздовжнього переміщення машини; x - переміщення машини по шляху копання ґрунту.

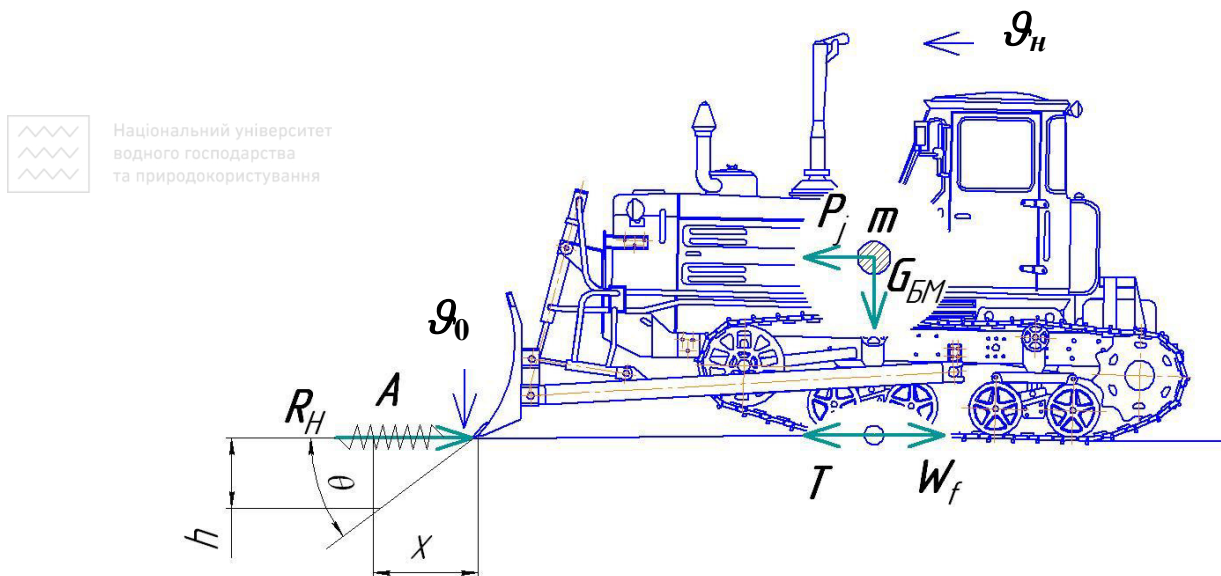


Рис. 4.9. Розрахункова схема до визначення найбільших зусиль на робочому органі ЗТМ в процесі стопоріння

Останнє співвідношення визначає інтенсивність зростання опору копання ґрунту

$$A = \frac{dR_H}{dx} = K_1 B \frac{\vartheta_0}{\vartheta_H}. \quad (4.51)$$

З урахуванням залежності питомого опору копання ґрунту K_1 від питомого опору різанню K , кута різання ножової системи і наявності ґрунтової призми перед робочим органом інтенсивність зростання опору копанню ґрунту визначається співвідношеннями:

- для бульдозерів:

$$A = (1,05 \dots 1,1) a_1 \psi_0 KB \frac{\vartheta_0}{\vartheta_H}; \quad (4.52)$$

- для автогрейдерів:

$$A = (1,05 \dots 1,1) KB \frac{\vartheta_0}{\vartheta_H}; \quad (4.53)$$

- для скреперів:

$$A = KB \frac{\vartheta_0}{\vartheta_H}. \quad (4.55)$$

У останніх рівностях: K - питомий опір різанню ґрунту при куті різання 45° ; B - ширина ґрунтової стружки; ϑ_0 - швидкість опускання ножової системи; ϑ_H - номінальна швидкість

переміщення машини на одній з робочих передач; a_1 - коефіцієнт, який залежить від міцності ґрунту ($a_1=0,6...0,9$); ψ_0 - коефіцієнт, враховуючий відхилення кута різання від 45° (наприклад, для бульдозерів з кутом різання 55° $\psi_0=1,65$); коефіцієнт $1,05...1,1$ враховуючий наявність ґрунтової призми перед робочим органом.

При ударі робочого органа об важкодолану перешкоду величина A є приведеною жорсткістю робочого обладнання і перешкоди (паля, кам'яна брила, цегляна кладка і ін.).

Другий важливий постулат у динаміці гусеничних ЗТМ, введений А.М.Холодовим, полягає в наступному. Відповідно до зміни коефіцієнта буксування гусеничних рушіїв залежно від тягового зусилля T , що реалізовується на інтервалі $0 \leq T \leq T_\phi$, коефіцієнт буксування малий або близький до 0, де T_ϕ - граничне тягове зусилля по зчепленню рушіїв з опорною поверхнею. Це дає підставу вважати, що швидкість руху машини на ділянці $0 \leq T \leq T_\phi$ - постійна і лише по досягненню T_ϕ вона починає знижуватися. Тоді рух гусеничної ЗТМ розчленовується на два етапи в процесі заглиблення робочого органа в ґрунт або при його ударі об жорстку перешкоду. На першому етапі, коли $0 \leq T \leq T_\phi$, $\mathcal{G} = \text{const}$

$$m\ddot{x} = T - Ax - W_f, \quad (4.56)$$

де: m - маса машини; \ddot{x} - її прискорення; T - поточне значення тягового зусилля; A - інтенсивність зростання опору копанню ґрунту (або приведена жорсткість перешкоди і робочого обладнання); W_f - опір пересуванню машини. Оскільки

$$\mathcal{G} = \frac{dx}{dt} = \text{const}, \text{ то } \ddot{x} = 0 \text{ і тоді } T - W_f = Ax \quad (\text{рис. 4.10}).$$

Отже, до моменту досягнення $T = T_\phi - W_f$ прискорення машини досягає значення

$$x_0 = \frac{T_\phi - W_f}{A}. \quad (4.57)$$

Але до цього ж моменту швидкість гусеничної машини зберігається близько до номінальної \mathcal{G}_n .

Тому на другому етапі стопоріння ЗТМ рівняння її руху має вигляд:

$$m\ddot{x} = T_\phi - W_f - Ax_0 - Ax. \quad (4.58)$$

Оскільки $T_\phi - W_f = Ax_0$, то $m\ddot{x} + Ax = 0$.

За початкових умов, відрхованих від позиції 01, (рис.4.10), $t=0$; $x=0$; $\ddot{x} = \mathcal{G}_n$ вирішенням останнього рівняння є функція

$$x = \frac{\mathcal{G}_n}{\sqrt{\frac{A}{m}}} \sin \sqrt{\frac{A}{m}} \cdot t. \quad (4.59)$$

Тоді максимальна деформація умовної ґрунтової пружини $x = x_{\max}$ досягається, коли $\sin \sqrt{\frac{A}{m}} \cdot t = 1$. Цьому відповідає найбільше інерційне навантаження

$$P_j = Ax_{\max} = \mathcal{G}_n \sqrt{Am}. \quad (4.60)$$

Згідно рис. 4.10 найбільше зусилля на робочому органі ЗТМ до закінчення стопоріння досягає значення

$$R_n = T_\phi - W_f + P_j = T_\phi - W_f + \mathcal{G}_n \sqrt{Am}, \quad (4.61)$$



Національний університет
водного господарства
та природокористування

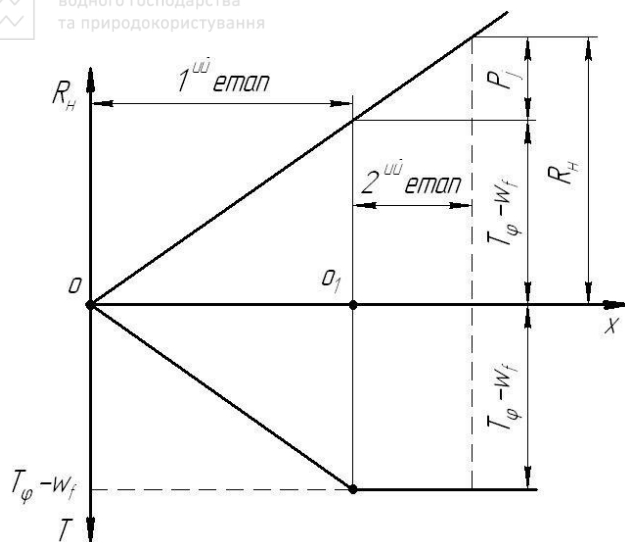


Рис. 4.10. Зміна зусиль на відвалі і у тяговому приводі гусеничної ЗТМ при стопорінні

де: T_ϕ - тягове зусилля, що розвивається рушіями за умовою їх зчеплення з опорною поверхнею; W_f - опір пересуванню ЗТМ; \mathcal{G}_h - швидкість руху машини на початок заглиблення робочого органа в ґрунт; A - інтенсивність зростання опору копання ґрунту або жорсткість робочого обладнання і перешкоди; m - маса машини, що переміщується поступально.

У пневмоколісних ЗТМ характеристика буксування приводних ходових коліс більш плавна, ніж у гусеничних. Тому інерційна складова навантажень визначається рівністю

$$P_j = K_v \mathcal{G}_h \sqrt{Am}, \quad (4.62)$$

де K_v - коефіцієнт зниження інерційного зусилля,

$$K_v = \sqrt{\left(\frac{T_\phi - W_f}{2\mathcal{G}_h \sqrt{Am}} \right)^2 + 1} - \frac{T_\phi - W_f}{2\mathcal{G}_h \sqrt{Am}}. \quad (4.63)$$

У останніх двох формулах позначення символів ті ж, що і раніше.

Підсумково відзначимо, що, за інших рівних умов, інерційні навантаження колісних машин дещо менші, ніж гусеничних. Проте робочі швидкості колісних машин більші, ніж гусеничних. Тому загальний рівень навантаження колісних ЗТМ не нижчий, ніж гусеничних.

4.4. Динамічні навантаження в ходовому обладнанні землерийних машин

Пневмоколісне ходове обладнання. Розглянемо динаміку ведучого колеса з пружним ободом. Розрахункова схема представлена на рис. 4.11. Дію машини на колеса враховано за допомогою Q , T і M , де Q - сила ваги машини, що приходить на колесо, з урахуванням власної ваги останнього; T - реакція з боку машини штовхаючої сили, що припадає на колесо; M - ведучий момент, переданий на колесо.

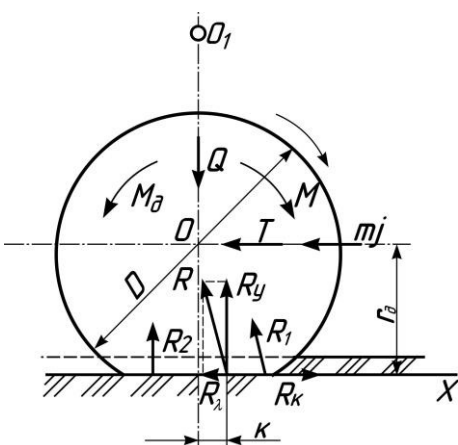


Рис. 4.11. Сили, що діють на ведуче колесо

Вплив поверхні, по якій переміщується колесо, враховується реакцією R і дотичною силою тяги P_k , що виникає при дії моменту M .

Реакція R являє собою рівнодіючу реакцій передньої R_1 і задньої R_2 опорних поверхонь колеса. Передня опорна поверхня колеса, розташована правіше лінії O_1O , має форму циліндра, а лінія дії реакції R_1 проходить через геометричний центр O_1 останнього. Задня опорна поверхня, розташована лівіше лінії O_1O , являє собою горизонтальний майданчик, а реакція R_2 спрямована по вертикалі. Розкладемо реакцію R на вертикальну R_y і горизонтальну R_x складові.

У процесі несталого руху при визначених якісних змінах поверхні, по якій відбувається переміщення, на колесо починають додатково діяти інерційні навантаження M_ϕ і m_j , де M_ϕ - момент дотичних; сил інерції колеса, що виникають при прискореному або уповільненому відносному обертанні; m - маса колеса; j - прискорення або уповільнення поступального руху колеса.

Застосувавши принцип Д'Аламбера, складемо для колеса три рівняння рівноваги: $\sum X=0$, $\sum Y=0$, $\sum M_0=0$:

$$P_k - R_x - T - mj = 0; \quad R_y - Q = 0; \quad M - M_\phi - P_k r_0 = 0, \quad (4.64)$$

де $r_0 < TD/2$ - відстань від центра колеса до лінії дії дотичної сили тяги P_k , називається динамічним радіусом.

Динамічний радіус r_0 колеса з пружним ободом залежить від стану поверхні, по якій відбувається переміщення: навантаження на колесо, включаючи його власну вагу; тиску повітря в балоні та ін. З достатньою точністю динамічний радіус колеса з пружним ободом може бути прийнятий рівним статичному його значенню на визначеному ґрунті за інших рівних умов - тому же тиску в балоні, тому же навантаженню на колесо і ін.

Наявність зачепів на шинах і інші причини викликають періодичну зміну умов роботи колеса, внаслідок чого зазначені вище сили також змінюються. Проте напрямок осередненої за період реакції R залишається постійним і лінія її дії завжди проходить через геометричну вісь O колеса, тому що момент M_δ долається за рахунок ведучого моменту M . У направляючого колеса такий напрямок реакції R зберігає тільки при усталеному русі, у той час як при нерівномірному русі лінія її дії проходить або нижче, або вище (у випадку уповільнення) геометричної осі O колеса.

Усі діючі на колесо сили при несталому його русі можуть бути знайдені з приведеної вище системи рівнянь.

Для визначення додаткових нормальних навантажень, що діють на елементи пневмоколісного обладнання, розглянемо несталий рух двоосьового тягача на підйом із задніми по ходу руху ведучими колесами (рис. 4.12).

Нормальне навантаження на ведуче колесо R_y можна знайти з рівняння моментів сил щодо точки A , що знаходиться на перетині лінії дії дотичної сили тяги P_k із нормаллю до поверхні шляху, що проходить через центр підтримуючого колеса:

$$\sum M_a = 0; \quad 2R_y l_y - Q \cos \alpha l - P_{кр} h_{кр} - (P_\delta + Q \sin \alpha) h - 2M_\delta - 2M'_\delta - 2KR_y - 2K'R'_y = 0, \quad (4.65)$$



Національний університет
водного господарства
та природокористування

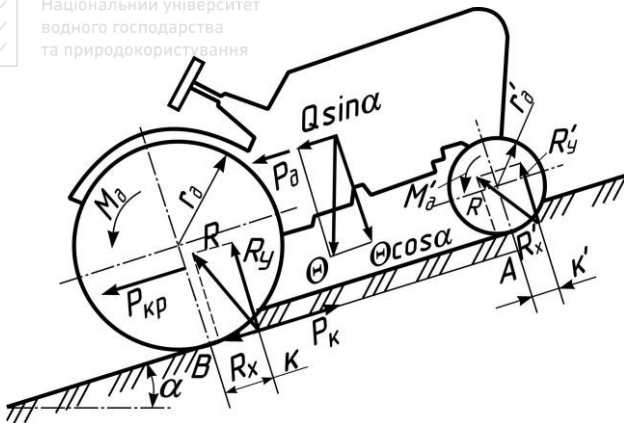


Рис. 4.12. Сили, що діють на тягач

де Q - сила ваги тягача, кН; $P_{кр}$ - зусилля на гаку, що враховує опір руху на робочому органі, у даному випадку - причіпної машини, кН; $P_\delta = m_m j$ - результуюча сила інерції, що виникає при несталому прямолінійному поступальному русі, кН; m_m - маса тягача, кг·с²/м; M_δ і M'_δ - моменти дотичних сил інерції відповідно ведучого і підтримуючого коліс, кН·м; l , $h_{кр}$, h і l_y - плечі відповідних сил щодо точки A ; K і K_1 - коефіцієнти тертя кочення відповідно ведучого і підтримуючого колеса, причому $K = f r_\delta$ і $K' = f' r'_\delta$ (f - коефіцієнт опору руху тягача).

У свою чергу,

$$2KR_y = 2R_x r_\delta = 2M_c \quad \text{і} \quad 2K'R'_y = 2R'_x r'_\delta = 2M'_c, \quad (4.66)$$

де M_c і M'_c - моменти опору кочення відповідно ведучого і підтримуючого коліс при усталеному русі, коли реакція проходить через центр колеса.

Отже,

$$R_x r_\delta = KR_y \quad \text{і} \quad R'_x r'_\delta = K'R'_y. \quad (4.67)$$

Зробивши відповідні заміни, остаточно одержимо

$$R_y = \frac{Q \cos \alpha l + P_{кр} h_{кр} - (P_\delta + Q \sin \alpha) h + 2M_\delta + 2M'_\delta + 2M_c + 2M'_c}{2l_y}. \quad (4.68)$$

Аналогічно з рівняння $\sum M_\delta = 0$ можна визначити нормальне навантаження на підтримуюче колесо:

$$R'_y = \frac{Q \cos \alpha l' + P_{кр} h'_{кр} - (P_\delta + Q \sin \alpha) h' + 2M_\delta + 2M'_\delta + 2M_c + 2M'_c}{2l'_y}. \quad (4.69)$$

де l' , $h'_{кр}$, h' і l'_y - плечі відповідних сил щодо точки B .

Динамічна сила інерції P_δ , що виникає при нерівномірному русі тягача або машини, особливо в тому випадку, коли центр маси розташований досить високо, істотно впливає на величину нормального навантаження, що діє на колесо. З аналізу

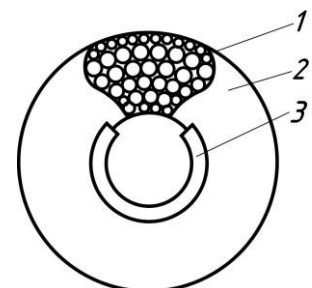


Рис. 4.13. Демпфіруюча шина:

1 - демпфіруючі тіла; 2 - шина; 3 - обод

приведених формул впливає, що перевантаження ведучих коліс має місце при розгоні, а підтримуючих коліс - при уповільненні. Теоретично найбільша сила інерції тягача виникає при різкому включенні муфти зчеплення під час її прослизання.

Для пом'якшення динамічних впливів можуть бути використані різного виду демпфіруючі підвіски, однак їхнє застосування обмежується коливаннями, які вони викликають. Тому в більшості випадків пневматичні балони є практично єдиними елементами, що пом'якшують поштовхи і удари при русі. В цих умовах і при невеликих швидкостях руху досить перспективними є запатентовані фірмою Катерпіллер (США) демпфіруючі шини, одна з яких представлена на рис. 4.13.

Демпфіруючі тіла у формі кулі 1 занурені в рідину, що заповнює порожнину безкамерної шини 2, насадженої на обод 3. Так як демпфіруючі тіла мають плавучість, то вони при перекочуванні коліс завжди розташовані у верхній недеформованій частині шини і тому не піддаються uszkodженням.

Демпфіруюче тіло (рис. 4.14) складається з двох твердих півкуль 2 і 4. За допомогою опорних переборок 3 і 5, фасонної прокладки 6 укріплена еластична мембрана 7, що розділяє

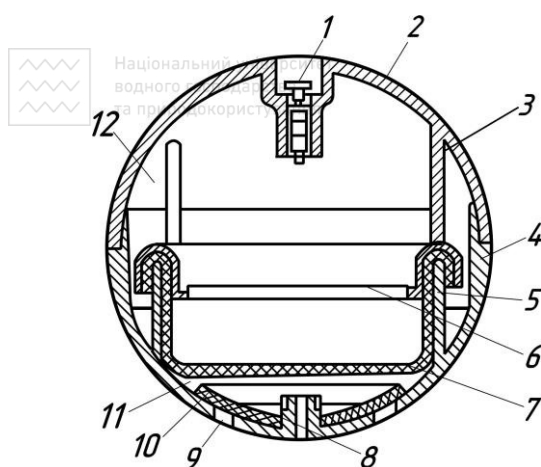


Рис. 4.14. Демпфіруюче тіло:

1 - клапан; 2, 4 - півкулі; 3, 5 - опорні переборки; 6 - прокладки; 7 - еластична мембрана; 8, 9 - отвори; 10 - тарілчастий клапан; 11, 12 - порожнина

порожнини 11 і 12. Остання через клапан 1 заповнюється стисненим повітрям. Порожнина 11 заповнюється водою через постійно відкритий отвір 8 і отвори 9, що перекриваються еластичними тарілчастими клапанами 10.

При коченні колеса відбувається деформування нижньої частини шини, що контактує з опірною поверхнею, при цьому тиск у рідині, що заповнює шину пульсує. У момент зростання тиску вода через отвори 8 і 9 проникає в порожнину 11 демпфіруючого тіла, у результаті чого повітря в порожнині 12 стискається, поглинаючи енергію зовнішнього динамічного впливу. В момент спаду тиску води в шині стиснене повітря, впливаючи на мембрану 7, ви-тісняє через отвір 8 воду з порожнини 12 демпфіруючого тіла. Однак це витиснення води відбувається вже уповільнено, тільки через отвір 8, оскільки отвір 9 перекривається в цьому випадку еластичним тарілчастим клапаном 10. Це зм'якшує

ефект відновлення форми шини і демпфірує динамічні впливи при перекочуванні по нерівностях опорної поверхні.

У перспективі для легких і середніх будівельних машин варто очікувати кращого застосування більш дешевого і маневренного пневмоколісного ходового обладнання і скорочення використання гусеничного.

Гусеничне ходове обладнання. Як свідчать проведені експерименти, найбільші динамічні перевантаження, що діють на елементи жорсткого гусеничного обладнання, характерного для важких будівельних машин, виникають при проходженні нерівностей шляху. Подолання гусеницею нерівності супроводжується зміною навантаження, що діє на вісь опорного котка, що проходить через нерівність, на величину Q_0 .

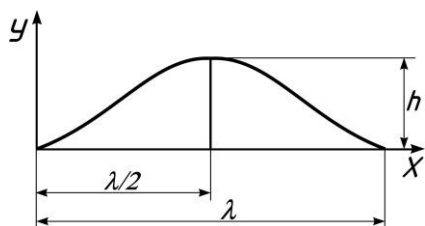


Рис. 4.15. Траєкторія руху опорної котка гусениці при переході через перешкоду

Траєкторія руху опорного котка, представлена на рис. 4.15, описується рівнянням

$$y = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{\lambda} \right), \quad (4.70)$$

де h і λ - висота і довжина нерівності; $x = gt$; t - час; g - середня швидкість поступального руху гусениці при проходженні нерівності.

Виникаюче в цьому випадку вертикальне переміщення призводить до зміни статичного навантаження, що діє на опорний коток. Після підстановки значення x і дворазового диференціювання за часом одержимо

$$y = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi g}{\lambda} t \right); \quad \dot{y} = \frac{h}{2} \cdot \frac{2\pi g}{\lambda} \sin \frac{2\pi g}{\lambda} t; \quad (4.71)$$

$$\ddot{y} = \frac{h}{2} \cdot \frac{4\pi^2 g^2}{\lambda^2} \cos \frac{2\pi g}{\lambda} t. \quad (4.72)$$

Додаткове динамічне інерційне навантаження

$$Q_d = \ddot{y} m_k, \text{ Н}, \quad (4.73)$$

де m - маса машини, що приходить на опорний коток, кг·с²/м;

$$m_k = \frac{Q_k}{g}; \quad (4.74)$$

де Q_k - сила ваги машини, що приходить на опорний коток, Н.

У випадку руху опорного котка вгору інерційна сила буде підсумовуватися зі статичним навантаженням. Це і буде найбільш важкий розрахунковий випадок:



Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$Q = Q_k + Q_d = Q_k + \frac{Q_k}{g} \cdot \frac{h}{2} \cdot \frac{4\pi^2 g^2}{\lambda^2} \cos \frac{2\pi g}{\lambda} t. \quad (4.75)$$

Найбільшого значення тиск досягне в момент, коли опорний коток знаходиться на вершині нерівності, при $gt = \lambda/2$

$$Q'_{\max} = -Q_k - \frac{Q_k}{g} \cdot \frac{h}{2} \cdot \frac{4\pi^2 g^2}{\lambda^2}. \quad (4.76)$$

Знак «мінус» враховує напрямок осі Y .

Проведені експерименти свідчать про те, що під час подолання гусеницею нерівності, крім динамічного навантаження опорного котка, має місце також перерозподіл сил між опорними котками гусеничного візка. Так, у випадку, коли нерівність проходить середній опорний коток, відбувається його додаткове перевантаження за рахунок розвантаження крайніх опорних котків візка. Це додаткове статичне навантаження може бути враховане за допомогою коефіцієнта

$$k = \frac{n}{n - n_1}, \quad (4.77)$$

де: n - число опорних котків гусеничного візка; n_1 - число опорних котків, що виключаються з роботи при проходженні нерівності.

Формула для визначення навантаження опорного котка при проходженні нерівності в остаточному виді може бути представлена як

$$Q_{\max} = k Q'_{\max} = \frac{n}{n - n_1} \left(-Q_k - \frac{Q_k}{g} \cdot \frac{h}{2} \cdot \frac{4\pi^2 g^2}{\lambda^2} \right). \quad (4.78)$$

Як показує аналіз, динамічна складова навантаження пропорційна квадрату швидкості поступального руху машини. Тому надмірне збільшення швидкості руху важких будівельних машин недоцільно, тому що призводить до перенапруг елементів гусеничного ходу через неминуче збільшення при цьому додаткових динамічних навантажень.

З погляду зниження динамічних навантажень на елементи опорно-ходового пристрою доцільним є збільшення числа опорних котків і створення багатоопорних гусеничних візків з балансирними пристроями.

Крокуюче ходове обладнання. Визначення розрахункових зусиль в елементах крокуючого ходу роблять для двох можливих при експлуатації випадків крокування – нормального і однобокого. Останнє має місце як при переміщенні по недостатньо добре спланованій ділянці, так і через відсутність при гідравлічному крокуючому ходовому обладнанні синхронності в роботі золотників.

При розрахунку на міцність елементів крокуючого ходу – опорної бази, опорних башмаків і ін. звичайно допускають ряд умовностей. До таких умовностей можна віднести, наприклад, прийняту в розрахунок довжину ділянки спирання опорної бази при крокуванні; число прийнятих у розрахунковій схемі перехресних балок, що замінюють реальну конструкцію, спрямлену епюру тисків на ґрунт, що має в дійсності складну криволінійну форму; розрахункову схему спирання башмака на двох точках, розташовані на визначеній відстані один від одного, при дії на нього половини ваги екскаватора та ін.

Ці умови виправдують рекомендацію Х.А.Винокурського про нераціональність проведення в даному випадку ускладнених розрахунків з метою обліку коливальних динамічних процесів, що виникають при переміщенні в конструкції крокуючого ходу, тому що похибка в результаті зроблених допущень у багато разів більша очікуваних від ускладненого розрахунку уточнень.

Нехтування виникаючими інерційними зусиллями допустиме також завдяки досить незначним швидкостям поступального переміщення машин із крокуючим ходовим обладнанням, коли навіть при великих масах динамічні навантаження мають обмежене значення. Так, швидкість переміщення крокуючого драглайна з масою порядку 1000...1100 т вітчизняного і закордонного виробництва знаходиться в межах 0,2...0,3 км/год. Для екскаватора ЕШ-14/75 виробництва УЗВМ при тривалості одного циклу крокування 107...110 с тривалість робочого ходу, зв'язана з переміщенням основної маси, екскаватора, досягає в окремих випадках 85 с. Підйом корпусу екскаватора відбувається за 16...20 с. Швидкість переміщення екскаватора ЕШ-5/45 НКМЗ також невелика і складає 1 км/год.

4.5. Статичні та динамічні навантаження в тяговому приводі ЗТМ

Довговічність деталей трансмісії ЗТМ обумовлюється середнім рівнем їхнього навантаження і коливаннями відносно свого середнього значення крутного моменту. Методи оцінки параметрів коливань навантажень у тяговому приводі самохідних машин базуються як на детерміністському підході, так і на положеннях статичної динаміки. Детерміністський підхід розглянутий вище. Використання статичної динаміки з метою визначення навантаження силових ланок трансмісії розглянемо на прикладі автогрейдера з пневмоколісною формулою $1 \times 2 \times 3$.

Математичний апарат оцінки навантаження машини, що базується на теорії випадкових процесів, не передбачає знання про їхню поведінку в кожному конкретний момент часу. Достатньо мати уявлення про динамічні властивості ЗТМ, середні рівні їх навантаження, можливості використання при виконанні тих або інших технологічних операцій, а також про їхні статистичні характеристики. Сенс методу полягає в тому, що кожен випадковий процес оцінюється не випадковими показниками: законом розподілу, математичним очікуванням, дисперсією або середньоквадратичним відхиленням. Поряд з цим дисперсія і частотний (спектральний) склад випадкових силових збуджень визначається кореляційною функцією або пов'язаною з нею спектральною щільністю. Тоді, якщо в детермінованому процесі довговічність деталі оцінюється середнім навантаженням, амплітудою і частотою коливань, а також тривалістю його дії, то при випадковому навантаженні – законом розподілу, що обумовлює розмах коливань зусиль, ефективним періодом коливань і часом навантаження.

Автогрейдер – машина, що працює на відносно довгих ділянках шляху з параметрами процесу обробки ґрунту або іншого середовища, що повільно змінюються. Випадкові впливи на робочий орган залежать від шляху переміщення машини. При заданому режимі копання (розпушення, переміщення, опоряджування) ґрунту середня поступальна швидкість руху автогрейдера приблизно постійна. Допущення про приблизну сталу швидкість руху дає підстави перейти від випадкової функції по шляху до випадкового процесу в часі. Взаємозв'язок між опором копанню ґрунту за шляхом і за часом визначається за допомогою середньої швидкості руху автогрейдера.

Досліди з автогрейдерами ДЗ-99 і ДЗ-122 свідчать, що випадкові впливи на робочому органі являють собою стаціонарний, близький до нормального процес із явно вираженими

ознаками ергодичності. Тому для аналізу цього процесу достатньо знати його математичне очікування і кореляційну функцію.

У загальному навантаженні тягового привода першорядну роль відіграють горизонтальна складових опорів на робочому органі і опір перекочуванню машини. Тоді статичне динамічне навантаження тягового привода автогрейдера може бути розглянуте на підставі його коливань по одній координаті.

Динамічні властивості автогрейдера визначаються дизелем із важким маховиком, трансмісією, ведучими колесами з еластичними шинами і масою самої машини, що рухається поступально. Аналіз складу мас і піддатливості динамічної системи двигун-машина, приведеної до області контакту шин з опорною поверхнею, показує, що маховик з частинами двигуна, що рухаються, і трансмісією на нижчих передачах КП у 5...10 разів перевищує масу самої машини. Піддатливість трансмісії визначається, основним чином, пружними властивостями центральних півосей і шин.

Спираючись на викладене, динамічну модель автогрейдера в процесі випадкового в часі навантаження його робочого органа можна представити у вигляді двомасової системи (рис. 4.16). Перша з мас – m утворена маховиком дизеля і деталями трансмісії. Друга – m_a визначається масою самої машини, що рухається поступально. Приведення обертових мас силової передачі до області контакту шин з опорною поверхнею виконується загальноприйнятими прийомами.

Обидві маси динамічної моделі, що визначають загальний рівень навантаження тягового привода, з'єднані між собою пружно-в'язкою ланкою жорсткістю C з коефіцієнтом в'язкого опору λ . Останні враховують піддатливість і дисипативні втрати трансмісії і шин.

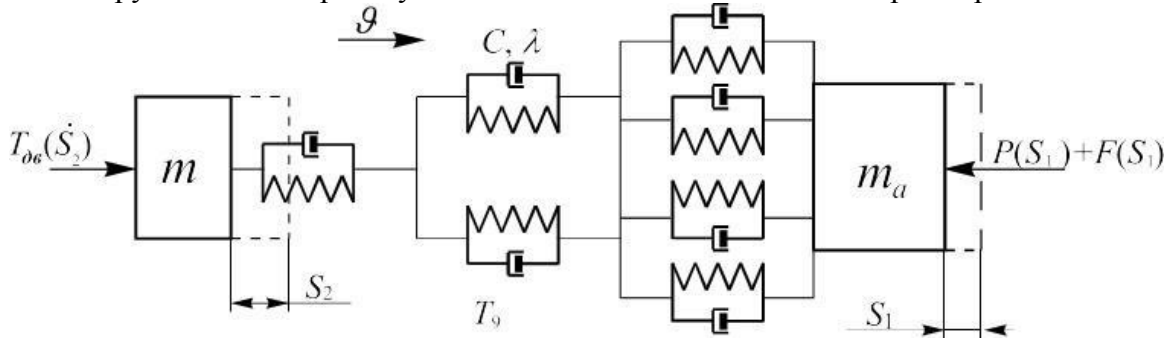


Рис. 4.16. Розрахункова схема автогрейдера в процесі випадкових коливань

У такій постановці на масу m , утворену маховиком дизеля і трансмісією автогрейдера, діє усереднене в часі рушійне зусилля $T_{дв}(\dot{S}_2)$, що розвивається двигуном і залежить від швидкості переміщення цієї маси (\dot{S}_2) . З іншого боку, перешкоджає руху маси m реакція в пружно-в'язкій ланці, що імітує взаємодію ведучих пневмоколів з опорною поверхнею.

Маса m_a є під впливом тягового зусилля, випадкового по шляху навантаження на робочому органі $P(S_1)$ і опору кочення колів автогрейдера $F(S_1)$. У зв'язку з викладеним рух мас m_a і m вздовж осі S (рис. 4.16) описується рівняннями:

$$m_a \ddot{S}_1 = P(S_1) + F(S_1) - \lambda(S_1 - S_2) - C(S_1 - S_2) - C(S_{10} - S_{20}); \quad (4.79)$$

$$m_a \ddot{S}_2 = \lambda(\dot{S}_1 - \dot{S}_2) - C(S_1 - S_2) - C(S_{10} - S_{20}) - T_{дв}(\dot{S}_2), \quad (4.80)$$

у яких $P(S_1)$, $F(S_1)$, - випадкові функції силових збуджень по шляху переміщення автогрейдера, обумовлені опорами копанню ґрунту і перекочуванню колів.

Після розподілу рівнянь відповідно на m_a і m та віднімання з першого другого знаходимо

$$\begin{aligned} \ddot{S}_1 - \ddot{S}_2 = & \frac{P(S_1) + F(S_1) - C(S_{10} - S_{20})}{m_a} + \frac{T_{дв}(\dot{S}_2) - C(S_{10} - S_{20})}{m} - \\ & - \lambda \frac{m + m_a}{mm_a} (\dot{S}_1 - \dot{S}_2) - C \frac{m + m_a}{mm_a} (S_1 - S_2). \end{aligned} \quad (4.81)$$

Отримане співвідношення визначає коливання мас m_a і m одне відносно одного, але в поданому вигляді ще не дозволяє відшукати динамічні деформації і навантаження в пружно-в'язкій ланці динамічної моделі, тобто на ведучих колесах автогрейдера. Перетворимо його до дещо іншого вигляду. Для цього визначимо $S_1 - S_2 = S$. Тоді

$$\ddot{S} = \frac{P(S_1) + F(S_1) - C(S_{10} - S_{20})}{m_a} + \frac{T_{\partial\partial}(\dot{S}_2) - C(S_{10} - S_{20})}{m} - \lambda \frac{m + m_a}{mm_a} \xi - C \frac{m + m_a}{mm_a} S. \quad (4.82)$$

Раніше було прийнято припущення про сталу швидкість руху автогрейдера в робочому процесі. В зв'язку з цим випадкове по шляху збудження $P(S_1)$ може бути замінено випадковим процесом $P_1(t)$. Взаємозв'язок між $P(S_1)$ і $P_1(t)$ визначається за допомогою середньої швидкості руху автогрейдера \mathcal{S}

$$P(S_1) = P(\mathcal{S}t) = M_p + P(t), \quad (4.83)$$

де M_p - математичне очікування опору копанню ґрунту.

Коливання зусиль навколо математичного очікування оцінюють коефіцієнтом варіації



Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$\psi_p = \frac{\sigma_p}{M_p}, \quad (4.84)$$

що являє собою відношення середньоквадратичного відхилення σ_p опору копанню ґрунту до його математичного очікування M_p . За даними Ю.А.Ветрова $\psi_p = 0,1 \dots 0,35$. У зв'язку з цим можна припустити, що коефіцієнт варіації нормальних навантажень на ходове колесо, що залежить від вертикальних зусиль на робочому органі і пов'язаних з горизонтальною складовою опору копанню ґрунту, не перевищує 0,35. Оскільки математичне очікування опорів кочення автогрейдера в гіршому випадку не більше 30% середнього горизонтального навантаження на відвалі $M_F < 0,3M_p$, то $\sigma_F < 0,1M_p$. Тому при першому наближенні можна вважати, що $F(S_1) = F = \text{const}$.

Маси маховика дизеля і обертових елементів трансмісії, приведені до поступального руху автогрейдера, багаторазово перевищують його власну масу ($m \gg m_a$), в зв'язку з чим можна прийняти $\dot{S}_2 = \text{const}$. Тоді $T_{\partial\partial}(\dot{S}_2) = \text{const}$.

Отже, рівність можна представити у вигляді рівняння

$$m_a \ddot{S} + \alpha S + C_0 S = P(t), \quad (4.85)$$

тому що

$$T_{\partial\partial, cp} = C(S_{10} - S_{20}), \quad T_p + F = C(S_{10} - S_{20}), \quad (4.86)$$

де α - приведений коефіцієнт в'язких опорів

$$\alpha = \frac{\lambda(m_a + m)}{m}; \quad (4.87)$$

C_0 - приведена лінійна жорсткість трансмісії і шин ведучих пневмоколес з урахуванням відношення мас

$$C_0 = \frac{C(m_a + m)}{m}; \quad (4.88)$$

$T_{\partial\partial, cp}$ - середнє значення рушійної сили, обумовлене математичним очікуванням M_p робочих опорів на відвалі і опором кочення машини F ; $P(t)$ - випадкова в часі зміна робочого опору на відвалі, що має нульове математичне очікування.

Трансформацію випадкових навантажень у динамічній системі визначають за опіомогою передавальної функції, що характеризує динамічні властивості машини. Її можна одержати як на основі перетворень Лапласа, так і методом комплексних амплітуд. Зупинимося на другому варіанті. З цією метою приймемо, що

$$P(t) = P_0 e^{i\omega t}, \quad (4.89)$$

де: ω - мінлива частота випадкових впливів на машину; i - уявне число.

Якщо $P(t) = P_0 e^{i\omega t}$, то рішення рівняння будемо шукати у вигляді рівності

$$S = S_0 e^{i\omega t}. \quad (4.90)$$

Але тоді

$$\dot{S} = S_0 (i\omega) e^{i\omega t}; \quad (4.91)$$

$$\ddot{S} = S_0 (i\omega)^2 e^{i\omega t}. \quad (4.92)$$

Підстановка значень S , \dot{S} і \ddot{S} у вихідне рівняння призводить до залежності

$$m_a S_0 (i\omega)^2 + \alpha S_0 (i\omega) + C_0 S = P_0. \quad (4.93)$$

Передавальна функція $F_s(i\omega)$ аналізованої системи являє собою відношення S/P при нульових початкових умовах. Тому на підставі останнього співвідношення одержимо

$$F_s(i\omega) = \frac{S_0}{P_0} = \frac{1}{C_0 + m_a (i\omega)^2 + \frac{\alpha}{m_a} (i\omega)} = \frac{1}{\left[\frac{C_0}{m_a} + (i\omega)^2 + \frac{\alpha}{m_a} (i\omega) \right]}. \quad (4.94)$$

Автокореляційні функції (АКФ) (рис. 4.17, 4.18), отримані за результатами випробувань авто-грейдерів виразом

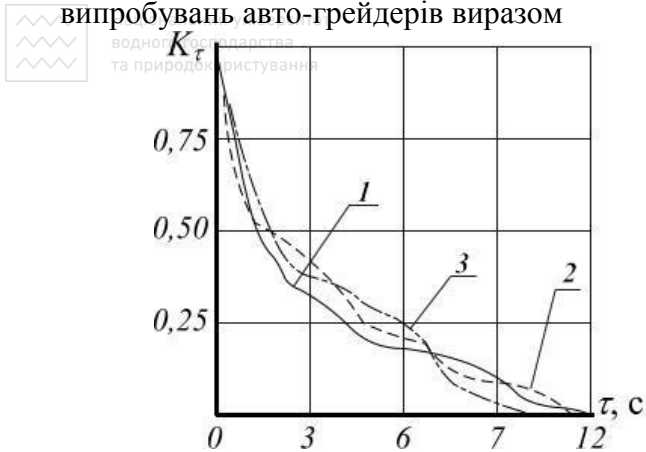


Рис. 4.17. Нормовані АКФ випадкових процесів навантаження автогрейдера при плануванні суглинистого ґрунту II категорії:
1 - робочий орган; 2 - центральні півосі; 3 - вихідний вал КП

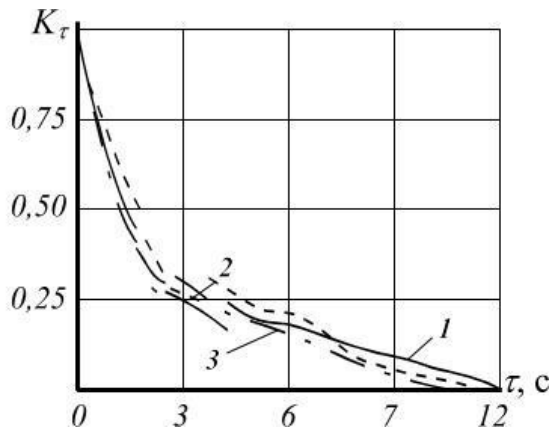


Рис. 4.18. Нормовані АКФ при плануванні суглинистого ґрунту II категорії:
1, 2 - колісні півосі; 3 - вихідний вал КП

$$K(\tau) = e^{-\gamma_k(\tau)}. \quad (4.95)$$

де γ_k - показник, що враховує темп спадання експоненти і залежить від швидкості \mathcal{G} руху автогрейдера:

$$\gamma_k = \gamma_0 \mathcal{G}, \quad (4.96)$$

де γ_0 - показник експоненти, що відповідає швидкості $\mathcal{G}=1$ м/с.

Частотний склад випадкового процесу на вході динамічної системи характеризується спектральною щільністю $G_s(\omega)$. Вона являє собою щільність розподілу дисперсії зусиль за частотою. Її визначають із співвідношення

$$G_s(\omega) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} K(\tau) \cos \omega \tau \cdot d\tau. \quad (4.97)$$

Після підстановки $K(\tau)$ і інтегрування знаходимо

$$G_s(\omega) = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{\gamma_k}{\gamma_k^2 + \omega^2} = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{\gamma_k}{|\gamma_k + i\omega|^2}. \quad (4.98)$$

Де $|\gamma_k + i\omega|$ - модуль комплексної змінної.

Знаючи спектральну щільність процесу на вході системи (див. рис. 4.16), можна знайти відповідну їй спектральну щільність випадкового процесу деформування пружно-в'язкої ланки динамічної системи

$$G(\omega) = |F_s(i\omega)|^2 G_s(\omega). \quad (4.99)$$

Маючи на увазі, що частота власних коливань системи (див. рис. 4.16)

$$p = \sqrt{\frac{C_0}{m_a}}, \quad (4.100)$$

одержуємо

$$G(\omega) = \frac{1}{m_a^2 \left[(p^2 - \omega^2) + \frac{\alpha^2}{m_a^2} \omega^2 \right]} \cdot \frac{2}{\pi} \cdot \frac{\gamma_k}{\gamma_k^2 + \omega^2}. \quad (4.101)$$

Або в комплексній формі

$$G(\omega) = \frac{2}{\pi m_a^2} \cdot \frac{\gamma_k}{|\gamma_k^2 + \omega^2|^2} \cdot \frac{1}{\left| (i\omega)^2 + i\omega \frac{\alpha}{m_a} + p^2 \right|^2}. \quad (4.102)$$



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Дисперсія випадкового процесу в сполучній ланці динамічної системи визначається виразом

$$D = \int_0^{\infty} D_s G(\omega) d\omega. \quad (4.103)$$

У аналізованому випадку

$$D = \frac{2D_s \gamma_k}{\pi m_a} \int_0^{\infty} \frac{d\omega}{|\gamma_k^2 + \omega^2|^2 \cdot \left| (i\omega)^2 + i\omega \frac{\alpha}{m_a} + p^2 \right|^2}, \quad (4.104)$$

де D_s - дисперсія випадкового процесу $P(t)$.

Перепишемо останнє співвідношення в дещо іншому вигляді

$$\begin{aligned} D &= \frac{2D_s \gamma_k}{\pi m_a} \cdot \frac{2}{2\pi} \int_0^{\infty} \frac{d\omega}{\left| (i\omega)^3 + \left(\frac{\alpha}{m_a} + \gamma_k \right) (i\omega)^2 + \left(p^2 + \frac{\alpha}{m_a} \gamma_k \right) (i\omega) + \gamma_k p^2 \right|^2} = \\ &= \frac{2D_s \gamma_k}{\pi m_a} \cdot \frac{2}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\alpha \omega}{\left| (i\omega)^3 + \left(\frac{\alpha}{m_a} + \gamma_k \right) (i\omega)^2 + \left(p^2 + \frac{\alpha}{m_a} \gamma_k \right) (i\omega) + \gamma_k p^2 \right|^2} d\omega. \end{aligned} \quad (4.105)$$

Тоді інтеграл виразу належить до типу

$$I_3 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{G(i\omega)}{|A(i\omega)|^2} d\omega; \quad (4.106)$$

де $A(i\omega) = a_0(i\omega)^3 + a_1(i\omega)^2 + a_2(i\omega) + a_3$; $a_0=1$; $a_1 = \frac{\alpha}{m_a} + \gamma_k$; $a_2 = p^2 + \frac{\alpha}{m_a} \gamma_k$; $a_3 = \gamma_k p^2$;

$$G(i\omega) = b_0(i\omega)^4 + b_1(i\omega)^2 + b_2(i\omega)^0.$$

У аналізованому випадку $G(i\omega)=1$. Оскільки $\omega>0$, то $G(i\omega)=1$ можливо лише тоді, коли $b_0=b_1=0$, а $b_2=1$. З огляду на сказане, маємо

$$I_3 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{G(i\omega)}{|A(i\omega)|^2} d\omega = \frac{-a_2 b_0 + a_0 b_1 - \frac{a_0 a_1 b_2}{a_3}}{2a_0(a_0 a_3 - a_1 a_2)}. \quad (4.107)$$

Так як $b_0=b_1=0$, то

$$I_3 = \frac{a_0 a_1 b_2}{2a_0 a_3(a_0 a_3 - a_1 a_2)}. \quad (4.108)$$

Після підстановки значень a_0, a_1, a_2, a_3, b_2 встановлюємо

$$I_3 = \frac{\frac{\alpha}{m_a} + \gamma_k}{2\gamma_k p^2 \frac{\alpha}{m_a} \left(p^2 + \frac{\alpha}{m_a} \gamma_k + \gamma_k^2 \right)}. \quad (4.109)$$

Дисперсія випадкової функції, що описує переміщення мас m і m_a одна відносно другої з урахуванням значення I_3 визначається рівністю



Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$D = \frac{D_s \left(\frac{\alpha}{m_a} + \gamma_k \right)}{m_a \alpha p^2 \left(p^2 + \frac{\alpha}{m_a} \gamma_k + \gamma_k^2 \right)}. \quad (4.110)$$

Оскільки сполучна ланка мас m і m_a (рис. 4.28) є пружно-в'язкою, то динамічне навантаження в ній визначається не тільки деформацією, але і швидкістю їх взаємного переміщення. Дисперсія швидкості взаємних коливань мас моделі розраховується за співвідношенням

$$D_v = \int_{-\infty}^{\infty} |F_s(i\omega)|^2 \omega^2 G_s(\omega) d\omega. \quad (4.111)$$

Після підстановки в нього виразів $F_s(i\omega)$ і $G_s(\omega)$ і інтегрування подібним описаному вище способом маємо

$$D_v = \frac{D_s \gamma_k}{m_a \alpha p^2 \left(p^2 + \frac{\alpha}{m_a} \gamma_k + \gamma_k^2 \right)}. \quad (4.112)$$

Отже, дисперсія нормального розподілу дотичних зусиль на ведучих пневмокошесах автогрейдера визначається виразом

$$D_w = C_0^2 D + \alpha^2 D_v. \quad (4.113)$$

Після підстановки в нього значень D і D_v , приймаючи до уваги, що $p^2 = \frac{C_0}{m_a}$, знаходимо

$$D_w = D_s \frac{C_0 \left(1 + m_a \frac{\gamma_k}{\alpha} \right) + \alpha \gamma_k}{C_0 + \alpha \gamma_k + m_a \gamma_k^2}. \quad (4.114)$$

Дисперсія зовнішніх горизонтальних навантажень на відвалі автогрейдера при нормальному законі їхнього розподілу отримана на основі обробки експериментальних даних. Для ґрунтів I...III категорій вона лежить у діапазоні значень

$$D_s = (\psi_p M_p)^2 = (0,0625 \dots 0,1225) M_p^2. \quad (4.115)$$

Якщо на основі залежності виразити коефіцієнт підсилення навантажень K_{nc} (K_{nc} адекватний поняттю коефіцієнта динамічності в детермінованих процесах навантаження ЗТМ), то

$$K_{yc} = \sqrt{\frac{D_w}{D_s}} = \sqrt{\frac{C_0 \left(1 + m_a \frac{\gamma_k}{\alpha} + \alpha \gamma_k \right)}{C_c + \alpha \gamma_k + m_a \gamma_k^2}}. \quad (4.116)$$

Аналіз конструктивних особливостей і параметрів автогрейдерів масою 9...19 т показує, що розраховані для них розміри C_0 , α , γ_k відповідають умовам $C_0 \geq \alpha \gamma_k$ і $C_0 \gg m_a \gamma_k^2$.

Тому

$$K_{yc} \approx \sqrt{1 + \frac{\gamma_k}{\lambda} \cdot \frac{m_a m}{m_a + m} + \frac{\lambda \gamma_k}{C}}. \quad (4.117)$$

Тоді, якщо відомо середньоквадратичне відхилення навантажень на робочому органі автогрейдера σ_p , то в його трансмісії, з урахуванням значень α і C_0 ,

$$\sigma_{mp} = \sigma_p \sqrt{1 + \frac{\gamma_k}{\lambda} \cdot \frac{m_a m}{m_a + m} + \frac{\lambda \gamma_k}{C}}. \quad (4.118)$$

У останньому співвідношенні крім вже названих розмірів: λ - коефіцієнт в'язких опорів у трансмісії; C - приведена до області контакту коліс з опорною поверхнею жорсткість трансмісії і шин (тангенціальна).

У випадку нормального закону розподілу навантажень на робочому органі автогрейдера з можливістю 0,3% найбільше зусилля в трансмісії досягає значення

$$P_{\max} = M_p + 3 \sigma_{mp} = M_p + 3 \sigma_p K_{yc}. \quad (4.120)$$

Ефективний період випадкових коливань мас m і m_a оцінюється виразом

$$T_e = 2\pi \sqrt{\frac{D}{D_v}}. \quad (4.121)$$

З урахуванням α і того, що $p^2 = C_0/m_a$ знаходимо

$$T_e = 2\pi \sqrt{\frac{\lambda + \gamma_k \frac{m \cdot m_a}{m + m_a}}{c \gamma_k}}. \quad (4.122)$$

Таким чином, отримані результати дозволяють на основі вихідних матеріалів про статистичне навантаження робочого органа автогрейдера встановити ймовірні показники розподілу статичних динамічних навантажень на його ведучих колесах і в трансмісії. Це, у свою чергу, в сполученні з ефективним періодом випадкових коливань зусиль дозволяє відомими прийомами оцінити довговічність деталей трансмісій.

Контрольні питання

1. Дайте характеристику навантажень, що діють на ЗТМ.
2. Що собою являє розрахункова схема динамічної системи?
3. Як будується спрощена розрахункова схема динамічної системи?
4. Поясніть принцип Д'Аламбера – Лагранжа.
5. Охарактеризуйте вплив внутрішнього тертя в процесі перехідного періоду на прикладі канатної системи керування.
6. Поясніть принцип складання динамічної еквівалентної системи з кінцевим числом ступенів вільності.
7. Порядок побудови розрахункової схеми для визначення найбільших зусиль на робочому органі ЗТМ у процесі стопоріння.
8. Опишіть динаміку ведучого колеса з пружним ободом.
9. Опишіть траєкторію руху опорного котка гусеничного ходового обладнання.
10. Опишіть розрахункову схему автогрейдера в процесі випадкових коливань.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

5. УЩІЛЬНЕННЯ ГРУНТІВ

5.1. Фізичні і наукові основи механічного ущільнення ґрунтів.

Визначення параметрів процесу ущільнення

Ущільнення ґрунтів при будівництві різних земляних споруд є завершальною операцією, від якості якої в значній мірі залежать їх довговічність і міцність. Особливі вимоги ставляться до ущільнення ґрунтів, які відсипані в гідротехнічні земляні споруди сухим способом. Такі земляні споруди мають недостатню щільність, а отже, і стійкість. Штучне підвищення щільності необхідне і для ґрунтів з непорушеною структурою, наприклад, на дні і укосах каналів і водосховищ для зменшення фільтрації води.

Ґрунти таких гідротехнічних споруд, як греблі, дамби, насипи та ін. повинні бути стійкими не тільки до різних навантажень, але і до впливу кліматичних умов, особливо до дії води і низьких температур. У результаті ущільнення може бути досягнута стабільна стійкість до дії води всіх типів ґрунтів у насипах або природних фундаментах при будь-яких навантаженнях і кліматичних умовах.

Фізична сутність ущільнення ґрунтів заключається в збільшенні щільності його скелета механічними засобами за рахунок зміни розміщення твердих частинок ґрунту. Процес ущільнення ґрунтів включає в себе дві паралельні операції: руйнування існуючої структури ґрунту і створення нової, більш стійкої до різних механічних і природно-кліматичних умов. Чим менш міцна вихідна структура ґрунту, тим легше вона руйнується, а отже, тим ефективніше ущільнюється і навпаки. При ущільненні тверді частинки ґрунту зближуються і витісняють рідку і газоповітряну фази, що призводить до зменшення об'єму, збільшення щільності і до формування міцної структури.

Однократне навантаження і розвантаження ґрунту викликає як залишкові, так і пружні деформації, причому залишкові деформації суттєво переважають пружні. При багатократному навантаженні і розвантаженні співвідношення пружної і залишкової деформації поступово змінюється і ґрунт набуває стабільного стану, який характеризується деякими постійними пружними властивостями.

Якщо збільшити навантаження понад ту величину, при якій пружні властивості ґрунту стабілізувалися, то в ґрунті знову виникнуть залишкові деформації, які при достатньо великому числі циклів “навантаження-розвантаження” приведуть його в новий стабільний стан з більшим модулем пружності. Збільшувати навантаження можливо до досягнення граничної міцності ґрунту. В результаті подальшого підвищення навантаження проявляються переважно деформації зсуву, які супроводжуються тріщинами і навіть розпушенням ґрунту. Це свідчить про те, що гранична міцність ґрунту перевершена.

Розглядаючи процес накопичення необоротної деформації ґрунту при однократному або циклічному навантаженнях, необхідно мати на увазі, що якісних відмінностей між ними не існує. В двох випадках при однакових силах деформації залежать від часу (безперервного або сумарного) дії навантажень. При однаковому загальному часі дії навантаження ріст необоротних деформацій під дією періодичного навантаження відбувається дещо швидше. Пояснюється це тим, що під час періодичних розвантажень ґрунту частково або повністю встигає відновлюватися тільки оборотна частина деформації. Тому при періодичному навантаженні деформація ґрунту полегшується.

У залежності від характеру навантаження змінюється максимальне значення напруження, яке може бути досягнене, швидкість його зміни і час дії навантаження, тобто основні фактори ефективності ущільнення.

В основу оцінки ступеня ущільнення ґрунтів покладений коефіцієнт ущільнення в частках від максимальної стандартної щільності $\gamma_{c\ max}$, який знаходиться в межах (0,9...1,0).

Велике значення при ущільненні має вологість ґрунтів. Вологість, при якій досягається необхідна щільність з мінімальними витратами енергії називається оптимальною (ω_{opt}). Максимальна стандартна щільність і оптимальна вологість ґрунтів приведені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1

Максимальна стандартна щільність і оптимальна вологість ґрунтів

Тип ґрунту	Максимальна щільність ґрунту $\gamma_{c, \max}$, г/см ³	Оптимальна вологість ω_{opt} , %
Піщані	1,90...2,05	8...12
Супіщані	1,65...1,97	10...20
Суглинисті	1,70...1,86	14...19
Важкосуглинисті і глинисті	1,63...1,75	18...22
Чорноземи	1,50...1,63	20...25

Для ефективного ущільнення ґрунту напруження під робочими органами ґрунтоущільнюючих машин не повинні перевищувати границі міцності ґрунту. Максимальна ефективність ущільнення досягається при контактному тиску $\sigma_0 = (0,9...1,0)\sigma_p$, де σ_p - границя міцності ґрунту (табл. 5.2)

Таблиця 5.2

Границі міцності ґрунтів σ_p при $\omega = \omega_{opt}$

Тип ґрунту	Міцність ґрунту при ущільненні, МПа		
	Гладкими котками	пневмоколісними котками	трамбуєчими машинами
Піщані, супіщані	0,3...0,6	0,3...0,4	0,3...0,7
Суглинисті	0,6...1,5	0,4...0,8	0,7...2,0
Глинисті	1,5...1,8	0,8...1,0	2,0...2,3

Ґрунти на початковій стадії ущільнення мають значно менші величини границь міцності. Тому для створення оптимальних умов ущільнення бажано, щоб контактні напруження підвищувалися поступово від одного проходу до другого, досягаючи в кінці процесу значень, які приведені в табл. 5.2.

Великий вплив на ефективність ущільнення має площа контакту робочих органів ґрунтоущільнюючих машин з ґрунтом і їх геометричні параметри. Зона ґрунту, на якій діють напруження і здійснюються деформації ґрунту рівномірно по глибині, називається активною зоною. На цю зону приходить до 80...90% всієї необоротної деформації.

Глибина активної зони за даними М.Я.Хархути дорівнює (при $\sigma_0 = \sigma_p$)

$$h_0 = \alpha B_{\min} \frac{\omega}{\omega_{opt}} \left(1 - e^{-\beta \sigma_0 / \sigma_p} \right), \quad (5.1)$$

де: α, β - безрозмірні постійні (α залежить від швидкості зміни напруженого стану: $\alpha=1,1$ - для вібрування і трамбування; $\alpha=1,7...2,0$ - для укочування; β залежить від типу ґрунту: $\beta=3,7$ і $\beta=2,6$ - для зв'язних і малозв'язних ґрунтів); B_{\min} - мінімальний поперечний розмір поверхні контакту робочого органа з ґрунтом; ω, ω_{opt} - вологість і оптимальна вологість ґрунту; e - основа натурального логарифма ($e=2,72$).

Товщина шару, що ущільнюється, визначається глибиною активної зони і не повинна її перевищувати. Якщо призначити оптимальну товщину шару ущільнення, то за формулою (5.1) можна визначити мінімальний поперечний розмір робочого органа (B_{\min}). Для отримання максимальної щільності ґрунту товщину шару, що ущільнюється, необхідно приймати рівною половині глибини активної зони.

Швидкість зміни напруженого стану характеризує ефективність процесу ущільнення і вибирається із табл. 5.3.

Для підвищення ефективності і продуктивності укочування перші три проходи необхідно здійснювати при швидкості 1,5...2,5 км/год., а всі наступні при швидкості 8...10 км/год.

Необхідне число циклів при навантаженні для досягнення потрібної щільності

визначається за формулою М.Я.Хархути

$$\lg n = \frac{1}{0,5k_1(1+\beta_1)} \left(\frac{\varepsilon E_e}{\alpha_1 \sigma_1} - \beta_1 \right), \quad (5.2)$$

де: n - число циклів навантаження; k_1 - емпіричний коефіцієнт інтенсивності накопичення необоротної деформації; β_1 - коефіцієнт відношення найбільшого контактного тиску при останньому навантаженні до тиску при першому навантаженні ($\beta_1=3...4$); ε - відносна пластична деформація; E_e - еквівалентний модуль деформації ґрунту; α_1 - коефіцієнт, який враховує частку пластичної деформації в загальній деформації ґрунту; σ_1 - тиск на поверхні ґрунту при першому навантаженні. Конкретні числові дані для розрахунку приведені в табл. 5.4.

Таблиця 5.3

Параметри циклічних навантажень при різних способах
ущільнення ($\omega=\omega_{onm}$)

Спосіб ущільнення	Максимальний контактний тиск, σ_0 , МПа	Швидкість зміни напружень, МПа/с	Час напруженого стану за один цикл, с
Укочування гладкими котками	0,7...1,2	2,5...30,0	0,04...0,25
Укочування пневмоколісними котками	0,6...1,0	0,5...6,0	0,10...0,40
Трамбування	0,5...2,0	10...800	0,005...0,030
Ущільнення вібраційними плитами	0,03...0,09	1,0...9,0	0,01...0,30
Вібротрамбування	0,05...0,50	4,5...50,0	0,008...0,012
Ущільнення вібраційними котками	0,4...1,2	5,0...80,0	0,010...0,015

Таблиця 5.4

Розрахункові параметри для зв'язних ґрунтів ($\omega=\omega_{onm}$)

Коефіцієнт ущільнення, k	Модуль деформації E , МПа	k_1	α_1	E_e , МПа
0,60...0,70	0,5...1,0	0,20	0,90	3
0,71...0,75	1,0...2,0	0,30	0,80	5
0,76...0,85	2,0...4,0	0,40	0,75	6,5
0,86...0,90	4,0...8,0	0,55	0,60	8,5
0,91...0,94	8,0...10,0	0,70	0,50	12
0,95...0,97	15,0...20,0	0,90	0,40	24

У результаті проведених досліджень різними авторами по ущільненню ґрунтів зроблені наступні основні висновки:

1) для кожного типу ґрунту існує своє оптимальне напруження, яке дорівнює (0,9...1,0) від границі його міцності;

2) глибина ущільнення залежить від розмірів площі контакту робочих органів машин, через яку передається тиск на ґрунт, а тому, при одному і тому ж тиску глибина ущільнення буде тим більша, чим більший поперечний розмір площі контакту;

3) ефективність ущільнення при інших рівних умовах залежить від швидкості зміни напруженого стану ґрунту і часу дії навантаження: чим більший час дії навантаження і менша швидкість зміни напруженого стану, тим може бути отримана більша ступінь ущільнення ґрунту;

4) глибина ущільнення ґрунту машинами при інших рівних умовах залежить від розмірів робочого органа у плані (визначається найменшим розміром), а ступінь ущільнення - від величини нормального контактного напруження.

5.2. Способи ущільнення ґрунтів

Ущільнення ґрунтів може здійснюватися **статичним** (укочуванням) і **динамічним** способами (трамбуванням, віброущільненням і вібротрамбуванням).

При **укочуванні** необоротна деформація (ущільнення) ґрунту розвивається внаслідок багатократних дій навантаження на поверхні контакту між валком або колесом і ґрунтом.

При **трамбуванні** ґрунт ущільнюється масою, яка падає з деякої висоти. При цьому частина енергії в момент удару об ґрунт перетворюється в роботу його ущільнення.

Віброущільнення заключається в наданні частинкам ґрунту коливального руху, який призводить до відносного їх зміщення і більш щільного укладання. Ці рухи збуджуються масами, які коливаються і знаходяться або на поверхні ґрунту, що ущільнюється (поверхнєве ущільнення), або всередині його (глибинне ущільнення). При віброущільненні робочий орган вібратора коливається разом з ґрунтом.

Якщо збудження перевищать визначену границю, то віброущільнення перетворюється у **вібротрамбування** з відривом робочого органа від ґрунту і частими ударами по ньому.

При цьому ґрунт буде струшуватися і вода, яка є в ньому, перейде із зв'язаної у вільну, внаслідок чого зменшиться опір ґрунту зовнішнім навантаженням. Цим досягається більша ефективність процесу порівняно з іншими способами ущільнення.

Як різновидність віброущільнення застосовують також комбінацію цього способу з укочуванням, для чого котку в процесі роботи додатково надають направлені вертикальні коливання.

При укочуванні по ґрунту перекачується валець або колесо, на поверхні контакту з ґрунтом виникає питомий тиск (напруження), за рахунок якого і розвивається невідновна деформація ґрунту. На цьому принципі ґрунтується робота всіх котків. При трамбуванні ґрунт ущільнюється масою, яка падає і була перед тим піднята на деяку висоту, а тому у момент зустрічі з ґрунтовою поверхнею володіє певною швидкістю. Таким чином, трамбування зв'язане з ударом робочого органа машини по ґрунту. При вібруванні маса ґрунту, що ущільнюється, знаходиться або на поверхні ущільнюючого шару (поверхнєві вібратори), або всередині його (глибинні вібратори). В результаті спеціального механізму вона приводиться у стан коливального руху. Частина кінетичної енергії цієї маси витрачається на коливання ґрунту, яке викликає відносне зміщення його частинок, чим досягається їх більш щільне вкладання. При вібруванні не проходить відрив маси від поверхні, що ущільнюється. Якщо збурення маси перевищить певну границю, то буде мати місце її відрив від поверхні ґрунту, що призведе до частих ударів маси по ґрунту. В цьому випадку вібрування перейде у вібро-трамбування. Від трамбування цей процес відрізняється високою частотою ударів.

У всіх випадках дія на ґрунт робочих органів машини ґрунтується на прикладанні до нього циклічного навантаження. Приблизні значення параметрів цього навантаження при різних способах ущільнення і оптимальній вологості приведені у таблиці 5.5.

Таблиця 5.5

Параметри циклічного навантаження для різних способів ущільнення

Спосіб ущільнення	Параметри циклічного навантаження		
	Максимальне напруження, МПа	Швидкість зміни напруженого стану, МПа/с	Час циклу напруженого стану ґрунту, с
Укочування котками на пневматичних шинах	0,6...1,0	0,5...6,0	0,10...0,40
Трамбування	0,5...1,8	45...200	0,016...0,030
Вібрування	0,03...0,09	1,0...9,0	0,01...0,030

Вібротрамбування	0,05...0,09	4,5...45	0,008...0,011
------------------	-------------	----------	---------------

Із таблиці видно, що, порівняно з укочуванням, трамбування при майже тих максимальних напруженнях характеризується більшою швидкістю процесів. Вібротрамбування відрізняється від трамбування меншими напруженнями, але ефект впливу підвищується внаслідок пластичних властивостей ґрунту. Деформація, а таким чином, і ефект ущільнення, залежить як від швидкості зміни напруженого стану, так і від протяжності дії навантаження, а тому і від числа повторностей його прикладання.

Контрольні питання

1. Фізичні і наукові основи механічного ущільнення ґрунтів.
2. Оптимальна вологість і напруження ґрунтів.
3. Визначення глибини активної зони ущільнення.
4. Швидкість зміни напруженого стану ґрунту і часу дії навантаження.
5. Способи ущільнення ґрунтів.
6. Параметри циклічного навантаження для різних способів ущільнення.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

6. ВЗАЄМОДІЯ РУШІЯ З ГРУНТОМ

6.1. Тягові можливості рушія і опір пересуванню машин

Колісний або гусеничний рушій землерийної машини перетворює підведений до нього від двигуна крутний момент у силу тяги машини. При русі колеса у зоні взаємодії його з опорною поверхнею збільшується нерівномірність контактних тисків і їхня епюра зміщується в напрямку руху (рис. 6.1). Це явище пояснюється гістерезисними явищами деформації шини, опорної поверхні і зв'язаними з ними втратами енергії.

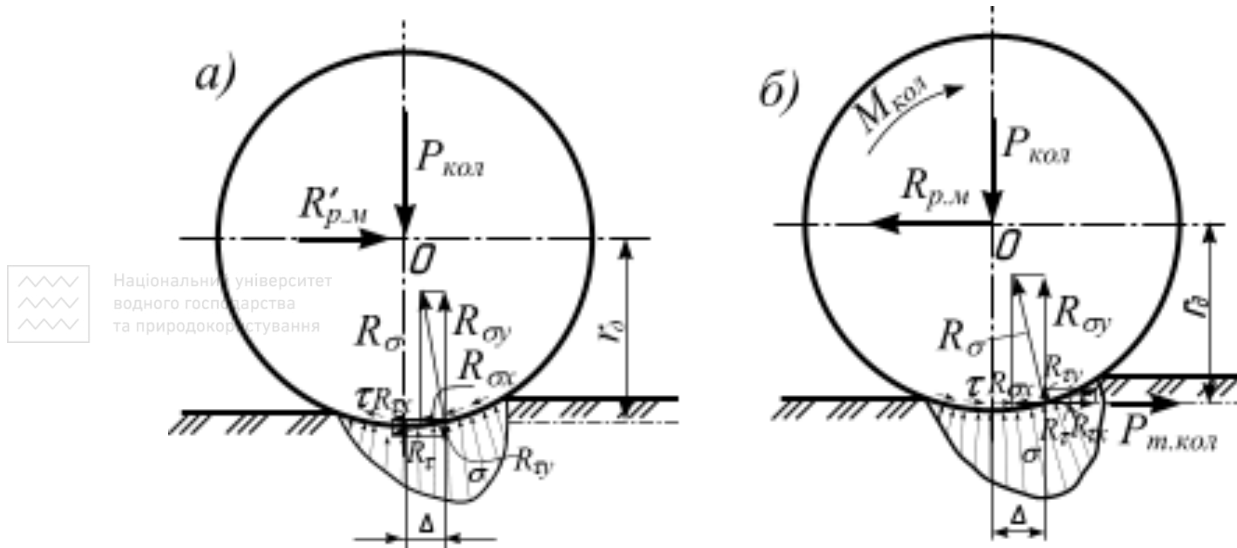


Рис. 6.1. Взаємодія пневмоколіс з ґрунтом: а - веденого; б - ведучого

Внаслідок несиметричності епюри контактних тисків (нормальних напруг) точка прикладання їх рівнодіючої буває зміщена від вертикалі, що проходить через вісь колеса на величину Δ вбік у напрямку руху. Кут нахилу рівнодіючої R_σ залежить від характеру поверхні контакту.

Дотичні напруження τ виникають через тертя колеса по опорній поверхні. Якщо прийняти коефіцієнт тертя постійним і рівним μ_1 , то в кожній точці контакту буде дотримуватися рівність $\tau = \mu_1 \sigma$.

Дотичні напруження розподіляються аналогічно нормальним, причому вважають, що їхня рівнодіюча R_τ прикладена в тій же точці, що і рівнодіюча R_σ .

До веденого колеса (рис. 6.1, а) крутний момент не підводиться і рух колеса забезпечується за рахунок сили $R'_{p.m.}$, переданої від рами машини. Умови рівноваги веденого колеса:

$$\begin{aligned} \sum X = 0; \quad R'_{p.m.} - R_{\sigma x} - R_{\sigma y} &= 0; \\ Y = 0; \quad -P_{kol} + R_{\sigma y} - R_{\tau y} &= 0; \\ \sum M_O = 0; \quad -(R_{\sigma y} - R_{\tau y})\Delta + (R_{\sigma x} + R_{\tau x})r_0 &= 0. \end{aligned} \quad (6.1)$$

Звідси

$$\begin{aligned} R'_{p.m.} &= R_{\sigma x} + R_{\tau x}; \quad P_{kol} = R_{\sigma y} - R_{\tau y}; \\ \frac{\Delta}{r_0} &= \frac{R_{\sigma x} + R_{\tau x}}{R_{\sigma y} - R_{\tau y}}; \\ R'_{p.m.}r_0 &= P_{kol}\Delta; \quad R'_{p.m.} = P_{kol}\Delta / r_0 = P_{kol}f, \end{aligned} \quad (6.2)$$

тобто до осі веденого колеса необхідно прикласти силу, достатню для подолання опору коченню (пересуванню).

Колова сила і сила тяги ведучого колеса або гусениці залежать від величини підведеного до колеса крутного моменту, $M_{\text{кол}}$, що дорівнює

$$M_{\text{кол}} = M_{\text{д}} i_x \eta_x \frac{1}{n_{\text{кол}}^{\text{пр}}}, \quad (6.3)$$

де: $M_{\text{д}}$ - крутний момент двигуна; i_x , η_x - відповідно передаточне число і ККД ходової трансмісії від двигуна до рушія; $n_{\text{кол}}^{\text{пр}}$ - число приводних коліс.

Крім реакцій R_{σ} і R_{τ} на ведуче колесо діють: навантаження на колесо $P_{\text{кол}}$, крутний момент $M_{\text{кол}}$ підведений від трансмісії, а також реакція рами машини $R_{\text{р.м}}$, рівна за величиною і зворотна за напрямком силі тяги колеса $P_{\text{т.кол}}$.

Умови рівноваги ведучого колеса (див. рис. 6.1, б) наступні:

$$\sum X = 0; \quad R_{\text{тх}} - R_{\text{σх}} - R_{\text{р.м}} = 0;$$

$$\sum Y = 0; \quad R_{\text{ты}} + R_{\text{σу}} - P_{\text{кол}} = 0;$$

$$\sum M_O = 0;$$

$$M_{\text{кол}} + R_{\text{σх}} r_{\text{д}} - R_{\text{тх}} r_{\text{д}} - R_{\text{σу}} \Delta - R_{\text{ты}} \Delta = M_{\text{кол}} + (R_{\text{σх}} - R_{\text{тх}}) r_{\text{д}} - (R_{\text{σу}} + R_{\text{ты}}) \Delta = 0. \quad (6.4)$$

Звідси сила тяги колеса

$$P_{\text{т.кол}} = R_{\text{р.м}} = R_{\text{тх}} - R_{\text{σх}}; \quad (6.5)$$

навантаження на колесо

$$P_{\text{кол}} = R_{\text{σу}} + R_{\text{ты}}. \quad (6.6)$$

Відстань $r_{\text{д}}$ від лінії дії сили тяги $P_{\text{т.кол}}$ до центра колеса О, назване динамічним радіусом колеса, залежить від навантаження на колесо, тиску повітря у шині, стану опорної по-верхні, по якій колесо рухається та ін.

З достатньою для практичних цілей точністю динамічний радіус колеса з пневматичною шиною можна приймати рівним статичному радіусу $r_{\text{ст}}$ - відстані від центра колеса до опорної поверхні при розрахунковому навантаженні на шину. Значення $r_{\text{ст}}$ приводяться в характеристиках шин з урахуванням тиску в них і навантаження на колеса.

Підставивши значення $P_{\text{т.кол}}$ і $P_{\text{кол}}$ у рівняння $\sum M = 0$, одержимо $M_{\text{кол}} = P_{\text{т.кол}} r_{\text{д}} + P_{\text{кол}} \Delta$, а розділивши на $r_{\text{д}}$

$$\frac{M_{\text{кол}}}{r_{\text{д}}} = P_{\text{т.кол}} + \frac{P_{\text{кол}} \Delta}{r_{\text{д}}}. \quad (6.7)$$

Позначимо $M_{\text{кол}}/r_{\text{д}}$ - колова сила ведучого колеса; $\Delta/r_{\text{д}} = f$ - коефіцієнт опору коченню (пересуванню).

Тоді колова сила ведучого колеса визначиться як

$$S_0 = P_{\text{т.кол}} + f P_{\text{кол}}, \quad (6.8)$$

тобто під дією колової сили ведучого колеса переборюються опори коченню (пересуванню) і створюється сила тяги.

Аналогічно визначають силу тяги гусеничного рушія, виходячи з моменту на валу і його радіуса. Найбільші значення колової сили і сили тяги, визначені при максимальному крутному моменті двигуна, називають коловою силою і силою тяги за потужністю двигуна $S_{\text{к.д}}$ і $P_{\text{м.д.}}$. Максимальні значення колової сили і сили тяги обмежуються реакцією ґрунту (умовами зчеплення), що залежить від сили тертя колеса (гусениці) по опорній поверхні і сили зачеплення ґрунтозачепів протекторів. Найбільша можлива за умовами зчеплення колова сила ведучого колеса або гусениці дорівнює

$$S_{\text{к.зч}} = \mu_1 P_{\text{кол}} + T_{\text{зач}}, \quad (6.9)$$

де: μ_1 - коефіцієнт тертя по опорній поверхні; $T_{\text{зач}}$ - сума проекцій сил зачеплення ґрунтозачепів протекторів або гусениці.

Рівняння (6.9) можна представити у вигляді:

$$S_{к.зч} = \frac{\mu_1 P_{кол} + T_{зач}}{P_{кол}} P_{кол} = \left(\mu_1 + \frac{T_{зач}}{P_{кол}} \right) P_{кол} = \varphi P_{кол}. \quad (6.10)$$

Коефіцієнт $\varphi = S_{к.зч} / P_{кол} = \mu_1 + T_{зач} / P_{кол}$ називають коефіцієнтом зчеплення. Основний вплив на його величину роблять: характер і стан опорної поверхні, конструкція шини (гусениці), тиск повітря в шині і буксування колеса (гусениці).

На твердих опорних поверхнях, у яких ґрунтозачіпи не занурюються, коефіцієнт зчеплення визначається тільки від тертя по опорній поверхні. Коефіцієнт тертя μ_1 залежить від матеріалу опорної поверхні і її стану. При русі машини по мокрих, брудних, а особливо засніжених і обмерзлих поверхнях коефіцієнт тертя, а з ним і коефіцієнт зчеплення різко знижуються. На деформованих ґрунтах, де діють як сили тертя, так і сили зчеплення, з підвищенням вологості коефіцієнт зчеплення також знижується, тому що при цьому зменшуються коефіцієнт тертя і сили зчеплення.

Підвищити коефіцієнт зчеплення можна установкою коліс і гусениць зі спеціальними ґрунтозачіпами, а також шин низького тиску, у яких збільшується площа контакту і втягує в роботу більше число ґрунтозачіпів.

Оцінити вплив на коефіцієнт зчеплення різних факторів важко. Тому в практичних розрахунках користуються середніми даними, отриманими експериментальним шляхом у різних умовах (табл. 6.1).

Таким чином, русій землерийної машини розвиває колову силу, величина якої визначається потужністю (крутним моментом) двигуна, передаточним числом, ККД трансмісії і обмежується зчепленням русія з опорною поверхнею.

Для того, щоб землерийна машина могла рухатися, сумарна колова сила всіх русіїв (приводних коліс, гусениць) машини, одержувана від двигуна, $\Sigma S_{к.д}$ повинна бути більше суми всіх опорів її руху ΣR і менше сумарної колової сили всіх русіїв за умовами зчеплення $\Sigma S_{к.зч}$:

$$\Sigma S_{к.зч} \geq \Sigma S_{к.д} \geq \Sigma R. \quad (6.11)$$

Таблиця 6.1

Значення коефіцієнтів опору пересуванню і зчеплення

Вид опорної поверхні	Пневмоколісний рушій				Гусеничний рушій	
	Шини високого тиску		Шини низького тиску			
	f	φ	f	φ	f	φ
Асфальт (сухий)	0,015-0,02	0,7-0,8	0,02	0,7-0,8	-	-
Грунтова дорога: суха, укочена брудна, волога	0,02-0,06 0,13-0,25	0,6-0,7 0,1-0,3	0,025-0,035 0,15-0,2	0,4-0,6 0,15-0,25	0,06-0,07 0,12-0,15	0,8-1,0 0,5-0,6
Грунт: пухкий, свіжовідсипаний злежаний, ущільнений	0,20-0,30 0,10-0,20	0,3-0,4 0,4-0,6	0,1-0,2 0,10-0,15	0,4-0,6 0,5-0,7	0,07-0,1 0,08	0,6-0,7 0,8-1,0
Пісок: вологий сухий	0,1-0,4 0,4-0,5	0,3-0,6 0,25-0,3	0,06-0,15 0,2-0,30	0,4-0,5 0,2-0,4	0,05-0,1 0,15-0,2	0,6-0,7 0,4-0,5
Сніг: пухкий укочений	0,4-0,5 0,05-0,1	0,15-0,2 0,25-0,3	0,1-0,30 0,03-0,05	0,2-0,4 0,3-0,5	0,1-0,25 0,04-0,06	0,25-0,35 0,4-0,6
Болото	-	-	0,25	0,1	0,3	0,15
Бетон	0,015-0,02	0,7-0,8	0,02	0,7-0,8	0,06	0,5-0,6

Якщо колова сила русіїв більша суми опорів руху, але менша сумарної колової сили за умовами зчеплення, русії цілком буксують:

$$\sum S_{к.зч} < \sum S_{к.д} \geq \sum R. \quad (6.12)$$

У тому випадку, коли колова сила недостатня для подолання всіх опорів руху і менша сумарної колової сили за умовами зчеплення, машина рухатися не зможе і двигун заглохне:

$$\sum S_{к.зч} \geq \sum S_{к.д} < \sum R. \quad (6.13)$$

Номінальні тягові зусилля машин $P_m^{ном}$ (сили тяги, що можуть бути реалізовані при русі машин по щільному ґрунті при коефіцієнті буксування не більше 7% у гусеничних і 20% у колісних тягачів) є найважливішими характеристиками. За їхніми величинами тягачі підрозділяють на класи.

6.2. Тягові розрахунки

Колова сила рушіїв землерийної машини витрачається на забезпечення робочого зусилля $P_{роб}$ і подолання опорів пересуванню (коченню) $R_{пер}$, інерції при розгоні R_i , повітря R_n , від ухилу місцевості R_y і повороті $R_{пов}$:

$$\sum R = P_{роб} + R_{пер} + R_i + R_n \pm R_y + R_{пов}. \quad (6.14)$$

Робоче зусилля машин для земляних робіт $P_{роб}$ залежить від характеру виконуваних робіт, категорії ґрунту, типу робочого органа та ін. Дані для його визначення приведені в наступних розділах при описі різних машин для земляних робіт (бульдозерів, автогрейдерів та ін.).

Опір пересуванню машини $R_{пер}$ визначають за формулою

$$R_{пер} = f G_m, \quad (6.15)$$

де G_m - сила тяжіння машини.

На коефіцієнт опору коченню (пересуванню) f впливає велика кількість факторів і аналітичне визначення його затруднене. У різноманітних експлуатаційних умовах опори коченню коліс машин виявляються різними. Так, передні колеса екскаватора звичайно перекочуються по пухкому ґрунту, а задні по більш ущільненій колії передніх коліс, праві колеса автогрейдера можуть рухатися по пухкому ґрунту узбіччя, тоді як ліві - по асфальту та ін. Тому на практиці для розрахунку опору коченню (пересуванню) користуються середніми значеннями коефіцієнтів f , вважаючи їх однаковими для всіх коліс машини (див. табл. 6.1).

Аналогічно визначають величини опору пересуванню машин з гусеничними рушіями. Розгін машини звичайно роблять при відсутності робочого зусилля (опору), не на підйомі і не при повороті. Опір повітря при невисоких швидкостях руху машин малий і його можна не враховувати.

Опір руху машини від ухилу місцевості визначають за формулою

$$R_y = \pm G_m \sin \alpha_m, \quad (6.16)$$

де α_m - кут підйому шляху (місцевості).

Знак „+” відповідає руху машини на підйом, знак „-” - під ухил.

Для малих кутів можна приймати $\sin \alpha_m \approx \tan \alpha_m \approx i_m$, де i_m - похил місцевості.

Опір повороту колісних машин, що пересуваються по твердому покритті, звичайно не враховують. При пересуванні по пухкому ґрунту можна приймати

$$R_{пов} = (0,25 \dots 0,5) R_{пер}. \quad (6.17)$$

Для повороту машини на гусеничному ході стискаюче зусилля гусениці, що виникає, повинно бути достатнім для подолання опорів, що визначаються тертям загальмованої гусениці по ґрунту, витратами енергії на зрізання і зминання ґрунту гусеницями та ін.

Прийнявши погонне навантаження від гусениць на ґрунт постійним і рівним $p = G_m / 2L_{o.z.}$, а епюру поперечних сил, що діють на гусениці при повороті у формі прямокутника, визначимо момент опору повороту двогусеничної машини

$$M_{пов} = 4 \int_0^{L/2} \mu_n p y dy = 4 \int_0^{L/2} \mu_n \frac{G_m}{2L_{o.z.}} y dy = \frac{\mu_n G_m L_{o.z.}}{4}, \quad (6.18)$$

де: μ_n - коефіцієнт опору повороту; $L_{o,2}$ - довжина опорної частини гусениці.

Значення коефіцієнта μ_n можна прийняти: для бетону і сухого щільного ґрунту рівними 0,5; для щільного вологого ґрунту - 0,35; для пухкого вологого ґрунту - 0,80.

Опір повороту

$$R_{пов} = \frac{M_{пов}}{B_{гус} - b_{гус}} = \frac{\mu_n G_m L_{o,2}}{4(B_{гус} - b_{гус})}, \quad (6.19)$$

де: $B_{гус}$ - габаритна ширина гусеничного ходу; $b_{гус}$ - ширина гусениці.

Для більш точного визначення опору повороту враховують конструкцію ходового обладнання, радіус повороту, взаємодію з ґрунтом та ін.

Тягові розрахунки машин для земляних робіт виконують для різних умов роботи і транспортування при реальних комбінаціях навантажень. У робочих режимах можна не враховувати опір підйому і повороту, тому що копання не виробляється на поворотах і підйомах. Опір пересуванню у цих розрахунках варто приймати за умовами копання

$$\sum R_p = P_{роб} + R_{пер} = P_{роб} + f G_m, \quad (6.20)$$

де f - коефіцієнт опору пересуванню машини.

У транспортних режимах не враховують робочі зусилля (опір копанню), опір пересуванню приймають по дорожніх умовах, причому одночасна дія сил опору від підйому і повороту виключається, тому що при необхідності повернути машину на підйомі можна рухом гусениць вбік ухилу.

Виходячи з потужності двигуна, визначають стискує зусилля на різних швидкостях, подолання підйому, можливість повороту в різних умовах та ін. У необхідних випадках потужність двигуна збільшують або встановлюють окремий двигун ходу (наприклад, для пересування з високими транспортними швидкостями).

Ходове обладнання є однією з основних частин машин для земляних робіт і в багатьох випадках визначає їхню працездатність і технічні можливості, тому питанням його удосконалення приділяють велику увагу. Так, поряд з покращенням властивостей гусеничного і пневмоколісного ходового обладнання створюються нові типи ходових пристроїв, призначених для збільшення тягових можливостей і прохідності машин.

Контрольні питання

1. Тягові можливості рушія і опір пересуванню машин. Взаємодія пневмоколіс з ґрунтом: веденого; ведучого.
2. Тягові розрахунки пневмоколісного рушія і гусеничного.

7. ПРИВОДИ

7.1. Загальні відомості

Привод – невід’ємна частина машини для земляних робіт. Під ним мається на увазі пристрій для передачі машині руху. У загальному випадку це сукупність пристроїв, що складається з джерела енергії, передачі (трансмисії) і приладів керування. При цьому в поняття передачі, або трансмісії, також входить сукупність пристроїв для передачі механічної енергії від двигуна до робочих органів, включаючи проміжні приводи.

Машину для земляних робіт можна умовно розглядати як певне поєднання виконавчого механізму (або виконавчих механізмів) і приводу.

Сучасні машини для земляних робіт - це звичайні машинні агрегати. Тому вони можуть мати декілька приводів одного або різних типів. У зв’язку з цим розрізняють приводи основні і допоміжні. До перших відносять приводи робочого обладнання, механізмів пересування і повороту (в однокішшевих екскаваторів), а до других - додаткові опори, стабілізатори пневмоколісного ходу, механізми керування, елементи трансмісії та ін.

Механізми і прилади керування об’єднані зазвичай у систему керування машиною.

Приводи розрізняють і за видом використовуваної енергії. При цьому береться до уваги не тільки вид енергії, що перетворюється первинним двигуном, але і ті її види, які використовуються у трансмісії для передачі механічної енергії, що виробляється первинним двигуном.

За видом використовуваної енергії розрізняють приводи теплові, електричні, гідравлічні, пневматичні, а також змішані (електрогідравлічні та ін.).

За числом двигунів приводи ділять на одно- і багаторухові. При однодвигуновому (груповому) приводі всі рухи машини, необхідні для її робочого процесу, здійснюються одним двигуном; при багаторуховому (індивідуальному) приводі кожен рух (або поєднання їх) здійснюється окремим двигуном. Тому в машин з однодвигунним приводом кожен виконавчий механізм має самостійний зв’язок з двигуном і можливість незалежного підключення до постійно працюючого двигуна. У машин з багаторуховим приводом незалежність робочих рухів досягається роздільним використанням приводів виконавчих механізмів.

Відповідно до умов застосування і досвіду експлуатації машин для земляних робіт у них використовуються переважно наступні види приводів: однодвигунний від двигуна внутрішнього згоряння або електричного з механічною трансмісією; однодвигунний від двигуна внутрішнього згоряння з гідравлічною трансмісією; багаторуховий електричний від двигуна внутрішнього згоряння або електродвигуна, з’єднаного з генератором і з електроприводом окремих виконавчих механізмів; багаторуховий від двигуна внутрішнього згоряння, з’єднаний з приводом окремих виконавчих механізмів гідродвигунами.

Джерело енергії і обладнання для її перетворення у приводах називають силовим обладнанням. За конструктивним призначенням і родом використовуваної або перетворюваної енергії розрізняють наступні види силового обладнання машин для земляних робіт: двигуни внутрішнього згоряння, електричні змінного і постійного струму, гідравлічні двигуни і насоси, а також турботрансформатори, гідромуфти, силові циліндри, пневматичне силове обладнання та ін.

Кожен вид приводів має свої переваги і недоліки. Тому кожному з них відповідає своя область застосування.

Двигуни внутрішнього згоряння - один із найбільш поширених видів силового обладнання у приводах машин для земляних робіт. Їх переваги полягають у незалежності від зовнішнього джерела енергії, невеликій масі на одиницю потужності, порівняно високому коефіцієнті корисної дії, надійності та простоті у експлуатації. Разом з тим, вони чутливі до перевантажень, їх експлуатація залежить від температурних умов, мають відносно малий термін служби, їх не можна безпосередньо реверсувати, потрібна заправка паливом.

Поєднання всіх цих якостей визначає їх переважне застосування у машинах для земляних робіт, робочий процес яких здійснюється при безперервному власному переміщенні або при частих переміщеннях з одного будівельного об'єкту на інший. Це відноситься, зокрема, до універсальних одноківшевих екскаваторів. Двигуни внутрішнього згоряння успішно застосовують також у змішаних приводах (дизель-електричних, дизель-гідравлічних).

Електричні приводи не потребують заправки паливом, допускають безпосереднє реверсування, мають високий ККД, надійні та прості у експлуатації навіть при низькій негативній температурі, довговічні, універсальні. Разом з тим, при їх застосуванні потрібне зовнішнє джерело енергії і тому вони незручні для машин з частими передислокаціями та у випадках, коли робочий процес машини супроводжується її власним пересуванням. Тому областю переважного застосування цих приводів є одно- та багатоківшеві екскаватори середньої та великої потужності, які використовуються, як правило, без частих переміщень.

Гідравлічні приводи у порівнянні з іншими мають значно меншу масу і менші габаритні розміри агрегатів і тому володіють малою інерцією; махові маси гідравлічних двигунів обертальної дії у декілька разів менші махових мас електродвигунів тієї ж потужності. Вони дозволяють здійснювати безступінчасту зміну вихідних швидкостей, перетворювати обертальний рух у поступальний і поступальний в обертальний; конструктивно просто забезпечується захист гідроагрегатів від перевантажень.

До їх недоліків відносять високу вартість агрегатів, складність експлуатації, відносно малу довговічність. Гідроприводи використовуються, як правило, у поєднанні з первинними двигунами внутрішнього згоряння і електродвигунами, застосовують у одноківшевих універсальних екскаваторах малої потужності, землерийно-транспортних машинах, машинах для спеціальних і допоміжних земляних робіт, траншейних екскаваторах, а у допоміжних приводах - у всіх типах машин для земляних робіт.

Пневматичні приводи відрізняються плавністю включення швидкостей і зміни зусиль, простотою регулювання, надійністю. Ці системи працюють при меншому тиску, ніж гідравлічні, що визначає їх переважне застосування у системах керування муфтами та гальмами. При низьких негативних температурах надійність пневматичних приводів знижується.

7.2. Силове обладнання

Вибір силового обладнання - одне з визначальних завдань проектування машин для земляних робіт. Він повинен задовольняти комплекс вимог: достатності потужності для подолання робочого навантаження, відповідності характеру навантаження, виду використовуваної енергії та кліматичним умовам експлуатації, прагненню до обмеження розмірів машини.

Робоче навантаження визначається на підставі закономірностей взаємодії робочого органа з ґрунтом. Відповідність двигунів характеру навантаження визначається за їх зовнішньою характеристикою, яка показує залежності частоти обертання (числа обертів вихідного вала від крутного мо-менту) (рис. 7.1).

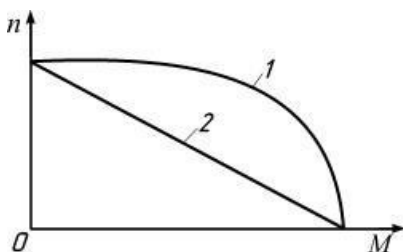


Рис. 7.1. Види зовнішньої характеристики двигунів:
1 - жорстка; 2 - м'яка

Жорсткі характеристики забезпечують велику швидкість обертання приводних двигунів при навантаженнях, близьких до граничних, що підвищує продуктивність. Але копання при жорстких характеристиках пов'язане з погіршенням умов керування машиною.

Силове обладнання з жорсткою зовнішньою характеристикою не слід застосовувати в умовах навантажень з різкими і раптовими змінами. У цьому випадку перевагу віддають силовому обладнанню з м'якою зовнішньою характеристикою. При м'яких характеристиках двигунів у

випадках надмірного заглиблення у ґрунт робочого органа швидкість знижується плавно. Це полегшує регулювання товщини зрізу ґрунту і попередження гальмування робочого органа.

Таким чином, вибір силового обладнання у значній мірі залежить від характеру робочого навантаження. Тому режими роботи машин для земляних робіт прийнято розрізняти за-лежно від умов їх вантаження, зокрема від відношення максимального навантаження до середньої, і від відношення тривалості роботи машини під навантаженням до всього робочого часу, іменованого коефіцієнтом включення. За цими ознаками розрізняють легкий, середній і важкий режими роботи машини (рис. 7.2 і табл. 7.1).

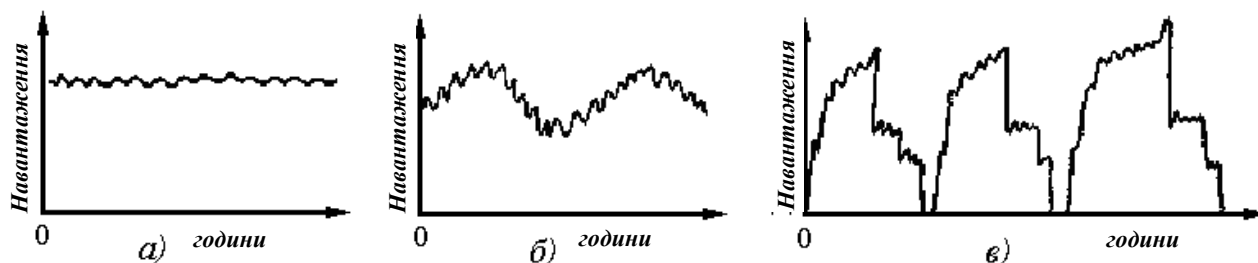


Рис. 7.2. Діаграми навантаження машини для земляних робіт при режимах:

а - легкому; *б* - середньому; *в* - важкому

Таблиця 7.1

Характеристика режимів роботи машин

Режим роботи	Відношення максимального навантаження, до середнього	Коефіцієнт включення %	Число включень за годину	Додаткові ознаки
Легкий	До 1,5	До 100	До 30	Нереверсована і постійна швидкість робочих рухів
Середній	1,5...2,5	До 100	30...200	Робочі рухи змінної швидкості, що рідко реверсують, часті і різкі зміни навантаження
Важкий	Більше 2,5	До 80	Більше 200	Робочі рухи з швидкістю, що змінюється, яку безперервно реверсують, часті і такі, що різко

До легких режимів відноситься, зокрема, робота траншейних екскаваторів на легких ґрунтах без твердих включень. Середній режим характерний для причіпних і напівпричіпних скреперів, грейдер-елеваторів і багатоківшевих екскаваторів при розробці ґрунтів середньої і підвищеної міцності. У важкому режимі працюють зазвичай одноківшеві екскаватори, бульдозери, самохідні скрепери та їх тягачі з механічними трансмісіями, розпушувачі у важких ґрунтах нерівномірної міцності.

У певних умовах може бути необхідний захист двигунів від надмірного зволоження або запилення повітря; у високогірних районах ефективність двигунів внутрішнього згоряння знижується із-за зменшення вмісту кисню у повітрі; у полярних умовах силове обладнання повинне забезпечуватися пристроями для обігріву і запуску, а також захисту масло- та водопроводів від впливу низьких температур.

Теплове силове обладнання у сучасних машинах для земляних робіт представлено, як правило, двигунами внутрішнього згоряння. Вони широко застосовуються, оскільки мають ряд переваг, відмічених раніше.

З двигунів внутрішнього згоряння у машинах для земляних робіт найчастіше використовуються двигуни із загорянням палива від стиснення (дизелі). Їх широко застосовують у одноківшевих універсальних і багатоківшевих екскаваторах, землерийно-транспортних машинах, машинах для допоміжних і підготовчих земляних робіт. У цих машинах застосовується безпосередня механічна передача на виконавчі механізми та робочі

органи машини (зазвичай при легкому режимі її роботи), а також перетворювачі, що забезпечують одночасно захист двигуна та всієї машини від перевантажень.

У перспективі двигуни внутрішнього згоряння розвиватимуться по лінії підвищення їх одиничної потужності та подальшого покращення показників питомої потужності та довговічності при використанні цих двигунів у машинах для земляних робіт.

Електричне силове обладнання застосовується у машинах для земляних робіт майже так само широко, як теплове, і має переваги перед двигунами внутрішнього згоряння при використанні машин без частих і значних пересувань, наприклад у кар'єрах, для гідромеханізації земляних робіт.

Крім задоволення загальним вимогам, раціональність того або іншого виду електричного силового обладнання оцінюють величиною втрат електроенергії, можливістю та ступенем автоматизації керування, можливістю регулювання швидкості та крутного моменту, простотою керування, надійністю, маховим моментом, можливістю гальмування.

До основних видів електричного силового обладнання у машинах для земляних робіт відносять електродвигуни, генератори електричного струму, випрямлячі, високовольтні вимикачі, тиристорні перетворювачі.

З електродвигунів змінного струму застосовують зазвичай трифазні асинхронні з короткозамкненим ротором або контактними кільцями. Із-за жорсткості зовнішньої характеристики застосування цих двигунів обмежене основним чином одноківшевыми екскаваторами малої потужності та багатоківшевыми екскаваторами з легким режимом роботи. Для пом'якшення зовнішньої характеристики у ланцюг ротора доводиться вводити регульований активний опір, що призводить до зростання маси та габаритів силового обладнання, збільшує витрату енергії у пусковому реостаті та роторі. Тому електропривод змінного струму застосовують лише у одноківшевих екскаваторах малої потужності та виконують взаємозамінним з двигунами внутрішнього згоряння.

Багаторуховий привод змінного струму з двигунами, що живляться безпосередньо від трифазної мережі, менш поширений, ніж одnodвигунний. Частіше його використовують у багатоківшевих машинах. У нього порівняно великі втрати в опорах і мала надійність апаратури керування.

У системах силового електрообладнання постійного струму бажана м'якість зовнішньої характеристики досягається сумісною дією двигуна постійного струму незалежного збудження і окремого джерела живлення - генератора, напруга якого може плавно регулюватися (система Г-Д).

Найбільшого поширення набули два види такого силового обладнання: триобмотковий генератор - двигун (ТГ-Д) і генератор - двигун з електромашинним підсилювачем (ГД-ЕМП). Перший з них вимагає порівняно великих капітальних витрат (на екскаваторі встановлюють декілька робочих двигунів і генераторів), але відрізняється плавністю і широкими межами регулювання швидкості та крутного моменту, можливістю електричного гальмування з рекуперацією енергії в мережу, найменшою у порівнянні з іншими приводами питомою витратою електроенергії. Плавність роботи привода сприяє збільшенню довговічності всієї машини.

Силове обладнання за системою ГД - ЕМП застосовують у екскаваторах середньої та великої потужності для важких умов роботи.

Для подальшого удосконалення електричного силового обладнання у приводах машин для земляних робіт вивчають можливості заміни генераторів постійного струму керованими ртутними і тиристорами - перетворювачами.

Гідравлічне силове обладнання може бути гідрооб'ємним і гідродинамічним. До перших відносять гідравлічні насоси, двигуни та силові циліндри, до других - гідротрансформатори та гідромуфти.

З насосів, які служать для перетворення механічної енергії первинного двигуна у енергію струму робочої рідини, найчастіше застосовуються аксіальні роторно-поршневі, плас-тинчасті (лопатеві) та шестерінчасті.

Робочі можливості аксіальних насосів характеризуються залежностями продуктивності Q_d споживаній потужності N і коефіцієнтів корисної дії η_0 і $\eta_{пол}$ від тиску p , що повідомляється робочій рідині (рис. 7.3). Для нерегульованого аксіального насоса з похилим диском (рис. 7.3, а) продуктивність і об'ємний ККД η_0 , рівний відношенню дійсної продуктивності насоса до теоретичної, поступово знижуються при тиску, що зростає до максимальної величини. Загальний ККД $\eta_{пол}$, рівний відношенню корисної потужності до споживаної, має найбільшу величину при тиску $p=(0,1-0,3)p_{max}$, зменшуючись із збільшенням тиску. Споживана насосом потужність пропорційна тиску.

Робочі можливості аксіального гідравлічного двигуна залежать від частоти обертання, що розвиваються крутним моментом M і потужності $N_{ном}$, коефіцієнтів корисної дії η_0 і $\eta_{пол}$ (рис. 7.3, б).

Крутний момент на вихідному валі двигуна обернено пропорційний частоті обертання вала. Тому при постійній подачі робочої рідини від насоса і незмінному тиску що розвивається гідравлічним двигуном потужність також постійна.

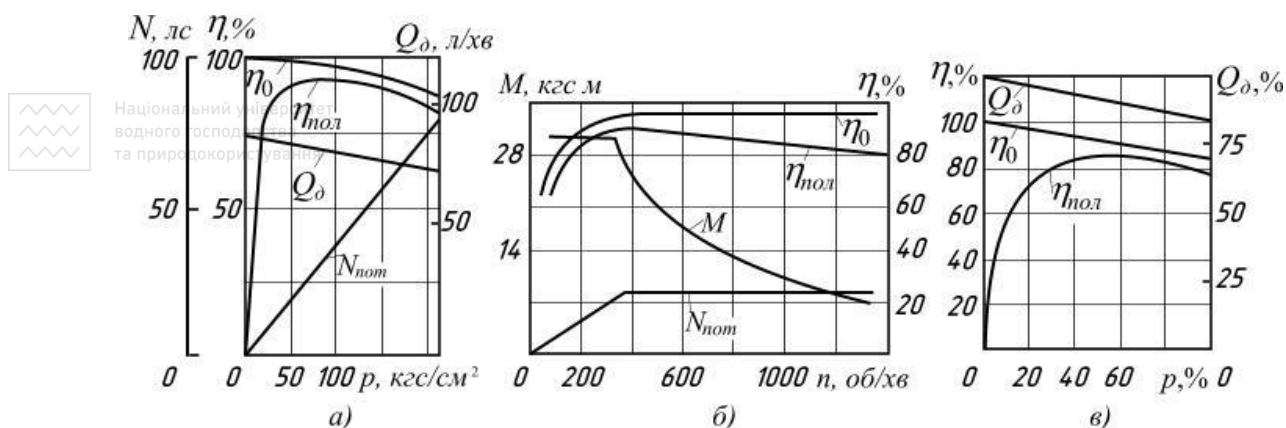


Рис. 7.3. Характеристики силового обладнання гідрооб'ємних систем:

а - нерегульованого аксіального насоса з похилим диском; б - аксіального регульованого гідродвигуна; в - нерегульованого пластинчастого двигуна

До переваг аксіальних насосів і гідравлічних двигунів відносяться компактність, високий ККД при високому тиску, порівняно мала інерційність і велика питома потужність, що досягає 12 кВт/кг. Не дивлячись на те, що для нормальної їх експлуатації потрібна ретельна фільтрація робочої рідини і довговічність окремих деталей порівняно невелика, вони знайшли широке застосування у однокішшевих екскаваторах, багатокішшевих траншейних екскаваторах, скреперах, бульдозерах, грейдерах та інших машинах для земляних робіт у основних і допоміжних приводах.

Сучасні пластинчасті насоси можуть використовуватися і як гідравлічні двигуни, причому для цього не потрібні зовсім або потрібні лише незначні конструктивні зміни.

На рис. 7.3 приведені зразкові характеристики пластинчастого насоса, виражені залежностями повного $\eta_{пол}$ і об'ємного η_0 коефіцієнтів корисної дії насоса, а також продуктивності Q_d від тиску рідини p .

З підвищенням тиску продуктивність насоса, що працює з постійною частотою обертання, змінюється незначно. Високі значення повного ККД зберігаються у діапазоні від 0,3 до 0,8 номінального тиску.

Пластинчасті насоси і гідродвигуни прості за конструкцією, компактні, дешеві та широко застосовуються у машинах для земляних робіт.

Шестеренні насоси виготовляють продуктивністю до 960 л/хв. при тиску до 210 МПа.

Характеристика шестеренних насосів подібна до характеристики пластинчастих насосів і відрізняється лише меншими тиском і ККД. Повний ККД більшості шестеренних насосів у робочій зоні не перевищує 0,6...0,75, тобто найменший у порівнянні з повними ККД насосів інших типів. Крім того, у шестеренних насосів низька довговічність при роботі з високим

тиском, але за простотою конструкції і вартості виготовлення вони володіють перевагами і тому рекомендуються для застосування у тих гідропередачах, у яких величина ККД не має істотного значення.

Шестеренні гідралічні двигуни застосовують у нерегульованих швидкохідних передачах, що не вимагають великого пускового моменту.

Силкові гідроциліндри, частина принципів схем яких показана на рис. 7.4, підрозділяють на зворотно-поступальні (а-з) і зворотно-поворотні (і-л). Гідроциліндри зворотно-поступальні бувають односторонньої (а-в) і двосторонньої (г-з) дії. Переважні способи кріплення гідроциліндрів показані на рис. 7.5. Найчастіше застосовують шарнірне кріплення за допомогою цапф або пальців, що обертаються у втулках підшипників ковзання. Основні показники експлуатаційної характеристики силкових гідроциліндрів - їх внутрішній діаметр і робочий тиск.

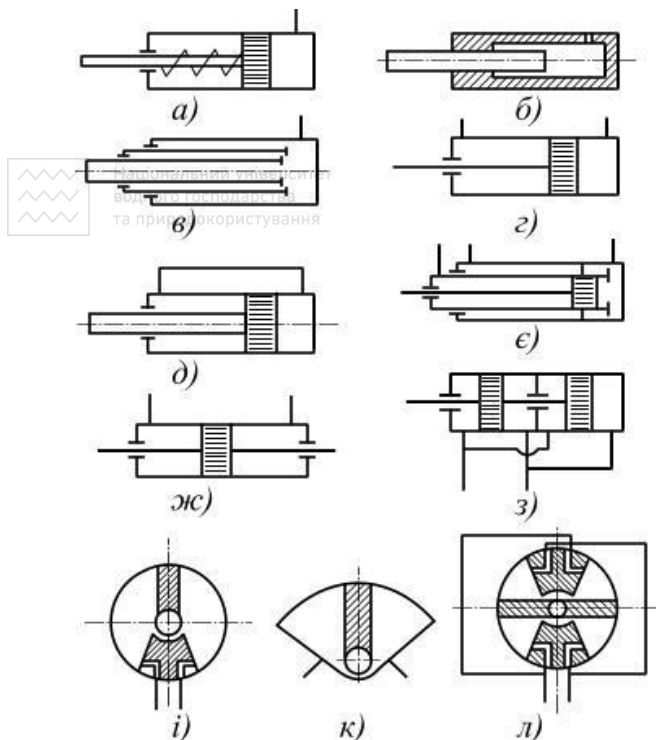


Рис. 7.4. Принципові схеми гідроциліндрів:
а - поршневий; б - плунжерний; в - плунжерний багатоступінчастий; г - з одностороннім штоком; д - з диференціальним живленням; е - багатоступінчастий; ж - з двостороннім штоком; з - здвоєний з одностороннім штоком; і - моментний; к - секторний моментний; л - здвоєний моментний

У гідромуфтах і гідротрансформаторах використаний принцип передачі кінетичної енергії рідини. У них немає жорсткого кінематичного зв'язку між валом насосного колеса і валом турбінного колеса.

Гідромуфта (рис. 7.6) складається з двох робочих коліс, розміщених у загальному корпусі 5, заповненому мінеральним маслом. Колесо, яке захоплює

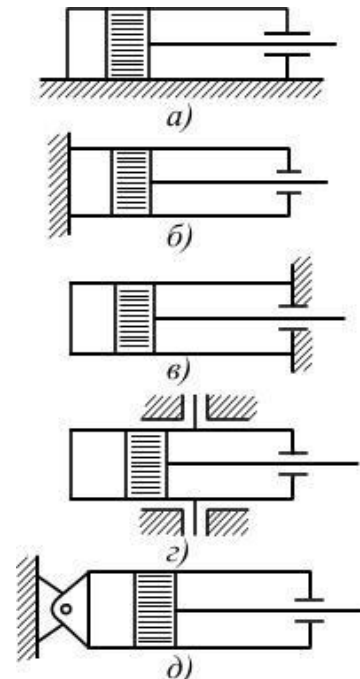


Рис. 7.5. Схеми закріплення гідроциліндрів:
а - жорстке за корпус; б - те ж, за задню кришку; в - те ж, за передню (штокову) кришку; г - шарнірне за корпус; д - шарнірне за задню кришку

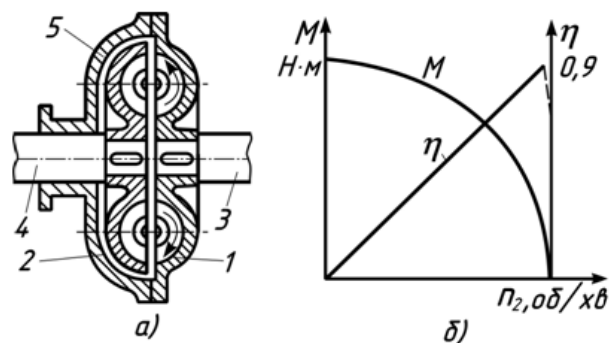


Рис. 7.6. Гідромуфта:
а - конструктивна схема; б - зовнішня характеристика; 1 - насосне колесо; 2 - турбінне колесо; 3 - рушійний вал від двигуна; 4 - вал, з'єднаний з трансмісією; 5 - корпус

рідину і під час обертання направляє її на колесо, розміщене напроти, називається насосним, а колесо, яке сприймає цю рідину, називається турбінним. Насосне колесо 1 встановлене на валі 3, з'єднане із валом двигуна, а турбінне колесо насаджене на вал 4, з'єднаний з трансмісією. Обидва колеса розділені між собою невеликим проміжком, що складає 3...12 мм. Під час обертання тягового вала лопатки насосного колеса скидають робочу рідину на лопатки турбінного колеса, змушуючи його обертатись у тому ж напрямку. Рідина, пройшовши між лопатками турбінного колеса, повертається у насосне колесо, утворюючи замкнутий потік. Крутний момент, що передається на турбінне колесо, утворює замкнутий потік. Якщо крутний момент, що передається на турбінне колесо, стає більшим від моменту опору, то крутний момент на веденому валі стає рівним за величиною крутного моменту на тяговому валі.

ККД гідромуфти збільшується пропорційно до кількості обертів турбінного колеса, що складає:

$$\eta = \frac{n_m}{n_n} = \frac{N_m}{N_n} = \frac{M_m \cdot n_m}{M_n \cdot n_n} \approx 0,95...0,97, \quad (7.1)$$

де: n_n і n_m - кількість обертів насосного і турбінного коліс; M_n і M_m - моменти, що передаються валами насосного і турбінного коліс.

Використання гідромуфти у силових пристроях дозволяє запускати двигун і зупиняти машину без вимикання трансмісії. Наявність гідромуфти знижує динамічні навантаження і захищає двигун від перевантажень, сприяє гасінню крутильних коливань.

У гідромуфті частота обертання насосного колеса завжди дещо більша частоти обертання турбінного колеса, що характеризується величиною ковзання; при збільшенні ковзання (у цьому випадку зростає витрата енергії на нагрів) ККД гідромуфти знижується. Це явище, а також неможливість зміни крутного моменту двигуна, залежно від навантаження - недолік гідромуфти.

Гідромуфти доцільно застосовувати для машин з незначними коливаннями навантаження і рідкісними перевантаженнями, наприклад для ходових механізмів грейдерів, грейдер-елеваторів, стругів. Разом з тим їх успішно застосовують і там, де необхідно забезпечити роботу двигуна на граничному режимі при майже постійній швидкості і одночасно захист двигуна від перевантажень навіть в умовах гальмування робочого органа.

Гідротрансформатор (рис. 7.7) за принципом роботи є аналогічним до гідромуфти.

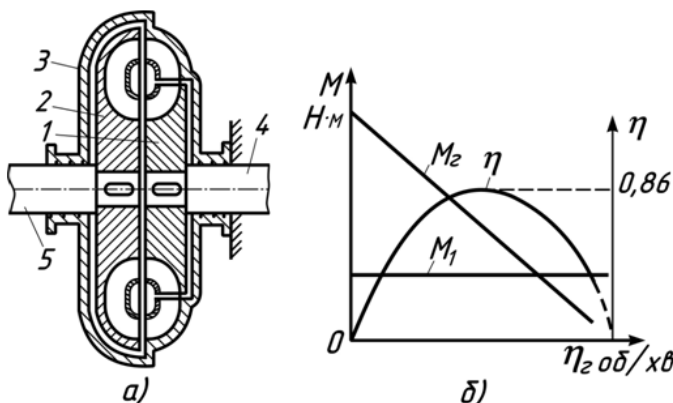


Рис. 7.7. Гідротрансформатор:

а - конструктивна схема; б - зовнішня характеристика; 1 - насосне колесо; 2 - турбінне колесо; 3 - нерухомий реактор; 4 - рушійний вал від двигуна; 5 - вал від трансмісії

Насосне колесо 1 на тяговому валі двигуна 4 створює циркуляційний потік рідини до турбінного колеса 2, яке насаджене на вал трансмісії 5. Крім цього, гідро-трансформатор має проміжне напрямне нерухоме колесо (реактор) 3, яке сприймає різницю крутних моментів насосного і турбінного коліс і забезпечує одержання активного моменту, що діє на турбінне колесо. Нерухоме колесо 3 з'єднане з корпусом гідро трансформатора. Ступінь збільшення крутного моменту на турбінному колесі залежить від передавального числа, тому на вихідний вал 5 діють два моменти – крутний момент рушійного вала, який передається через потік рідини та реактивний момент реактора.

Якщо зменшити частоту обертання турбінного колеса, залежно від зовнішнього навантаження, автоматично підвищується реактивний момент і, відповідно, сумарний

крутний момент на вихідному валі. Величина крутного моменту на тяговому валі M_1 зберігається постійною на весь період роботи двигуна, а величини крутного моменту на веденому валі M_2 змінюються у широких межах. Відношення максимального крутного моменту на вихідному валі до моменту на валі двигуна називається коефіцієнтом трансформації. Використання гідротрансформатора дозволяє запобігти перевантаженню двигуна і трансмісії машини, автоматично регулювати крутний момент вихідного вала машини, змінюючи навантаження.

Коефіцієнт корисної дії гідротрансформатора визначається за формулою:

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \cdot n_2}{M_1 \cdot n_1}, \quad (7.2)$$

де: N_1 і N_2 - потужності на ведучому і веденому валах; n_1 і n_2 - кількість обертів тягового та веденого валів за хвилину.

Якщо позначимо

$$K = \frac{M_2}{M_1}; \quad i = \frac{n_2}{n_1}; \quad (7.3)$$

де: K - коефіцієнт трансформації; i - передаточне число

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \cdot n_2}{M_1 \cdot n_1} = K \cdot i. \quad (7.4)$$

Гідротрансформатор, на відміну від гідромуфти, дозволяє безперервно змінювати крутний момент на валі турбінного колеса від максимального до нуля, тоді як момент на насосному колесі змінюється незначно із зміною частоти обертання веденого вала.

ККД гідротрансформатора змінюється по кривій з максимальним значенням у деякій середній точці. Величина його коливається від 0,83 до 0,9. Коефіцієнт трансформації із збільшенням частоти обертання турбінного колеса знижується до нуля.

Максимальний коефіцієнт трансформації залежно від типу гідротрансформатора і його призначення коливається від 2 до 5.

Режими роботи гідротрансформатора, відповідні великим коефіцієнтам трансформації і низьким ККД, використовуються короткочасно - при розгоні; тривала робота на такому режимі призводить до швидкого нагрівання робочої рідини і великих втрат енергії.

Гідротрансформатори успішно застосовуються на багатьох машинах для земляних робіт, які виконуються у важких ґрунтових умовах. У зв'язку з малим діапазоном коефіцієнта трансформації гідротрансформатори застосовуються у поєднанні з механічною коробкою передач. Відносний недолік гідротрансформаторів - у їх конструктивній складності і порівняно низькому ККД, що не перевищує 0,85.

7.3. Трансмісії

У машинах для земляних робіт найпоширеніші механічні, гідравлічні і змішані (гідромеханічні) трансмісії.

У механічних трансмісіях основними елементами є зубчасті, черв'ячні, ланцюгові, канатні (поліспасти) передачі. До складу трансмісії входять також зчепні, сполучні і запобіжні муфти, гальма, різні механічні пристрої для зміни напрямку, частоти обертання і крутного моменту (рис. 7.8).

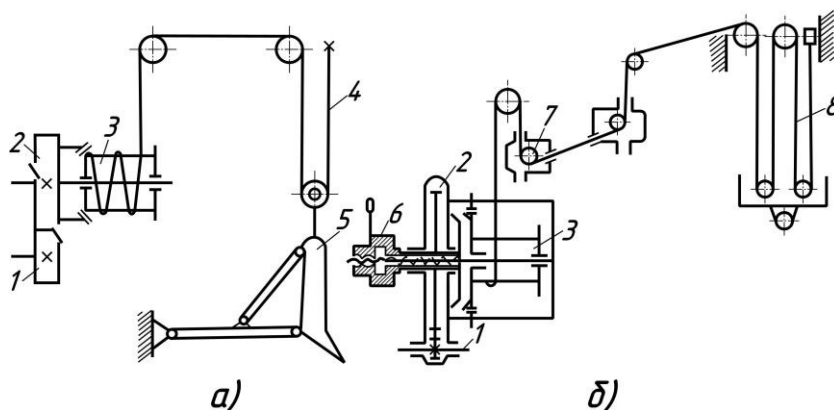


Рис. 7.8. Приклади схем механічної трансмісії:

а - відвала бульдозера; б - ковша скрепера; 1 - шестерня на валі відбору потужності; 2 - зубчасте колесо з фрикційною напівмуфтою; 3 - барабан лебідки з фрикційною напівмуфтою; 4 - поліспаст підйому відвала бульдозера; 5 - відвал; 6 - гвинтовий механізм включення фрикційної муфти; 7 - флюгерний блок; 8 - поліспаст підйому ковша

Переваги механічних трансмісій - у відносній простоті конструкцій, гарних експлуатаційних якостях, порівняно точному дотриманні заданих швидкостей і моментів, невеликої вартості. До їх недоліків ставляться істотні втрати енергії у муфтах, а при більших передаточних відношеннях (великій кількості швидкостей) і зубчастих передачах – ступінчаста зміна швидкостей і моментів. При значному діапазоні регулювання швидкостей і крутних моментів конструкції механічних трансмісій ускладнюються. Їх маса і вартість особливо зростають при збільшенні відстані від двигуна до виконавчого механізму машини.

У гідравлічних трансмісіях механічна енергія, що виробляється первинним двигуном, для зручності передачі її виконавчим механізмам спочатку перетворюється у енергію струму робочої рідини, а потім знову в механічну. Тому гідравлічні гідрооб'ємні трансмісії зазвичай складаються з раціональних поєднань гідравлічних насосів і двигунів, трубопроводів, запобіжних клапанів, ємностей для робочої рідини, фільтрів, дроселів, з'єднувальної арматури, розподільних пристроїв.

Схема на рис. 7.9 ілюструє застосування гідравлічної трансмісії у приводі грейфера. Гідроциліндри 5 замикають і розмикають ступки ковша. Розподільник 4 має електромагнітне керування. Бак 1, насос 2 і електродвигун 3 вмонтовуються у підвісці грейфера. Для захисту від перевантажень служать запобіжні клапани 6.

Гідрооб'ємні трансмісії ділять на закриті і відкриті, а інші - на регульовані і нерегульовані. Найбільш поширені наступні різновиди гідрооб'ємних трансмісій:

- від насоса з нерегульованою продуктивністю до одного або декількох гідравлічних циліндрів або двигунів при сполученій з баком всмоктуючій лінії насоса (відкрита гідропередача);
- від насоса з регульованою продуктивністю до одного або декількох гідравлічних циліндрів, регульованим двигуном при відкритій гідропередачі;
- від насоса з нерегульованою продуктивністю до одного або декількох гідроциліндрів або гідродвигунів при закритій гідропередачі (всмоктуюча і нагнітаюча лінії гідронасоса безпосередньо з'єднані з робочими лініями гідродвигуна);
- від насоса з регульованою продуктивністю до одного або декількох гідроциліндрів або гідродвигунів при закритій гідропередачі.

У системах з регульованим насосом і нерегульованими гідродвигунами швидкість руху виконавчого механізму машини може регулюватися зміною подачі насоса. При нерегульованих насосах можливості зміни швидкості руху виконавчого механізму менші, що звужує область їх застосування.

Закриті гідросистеми відрізняються більшою компактністю порівняно з відкритими, оскільки мають невеликих розмірів бак і додатковий насос, призначений тільки для поповнення витoku робочої рідини.

Як робочу рідину використовують веретенне, трансформаторне та інші види мінеральних масел, які забезпечують надійне змащування поверхонь, що труться.

Тиск масла у сучасних гідросистемах становить від 10 до 20 МПа, а у перспективі підвищиться до 40-45 МПа, що дозволить істотно понизити масу і габарити гідравлічних приводів.

Застосування об'ємних гідротрансмісій дозволяє здійснювати просте безступінчасте регулювання швидкостей руху машини і її робочих органів, незалежне розташування гідро-

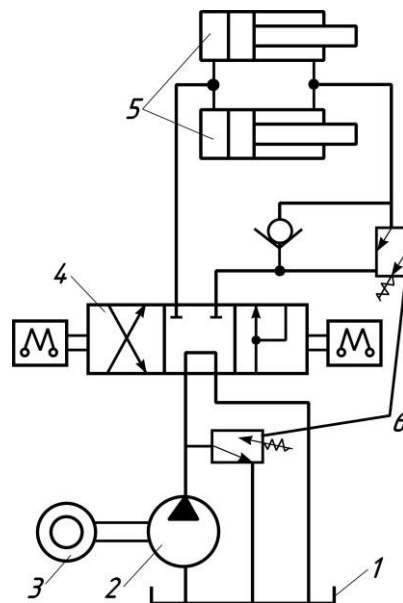


Рис. 7.9. Приклад схеми гідропривода ковша грейфера: 1 - бак; 2 - насос; 3 - електродвигун; 4 - розподільник; 5 - гідроциліндри для замикання і розмикання щелеп ковша; 6 - клапани

агрегатів один від одного, конструктивно надійний захист їх від перевантажень, а також високу редукцію вихідних швидкостей при перетворенні обертального руху в поступальний. Відносним недоліком цих трансмісій є складність експлуатації і мала довговічність.

У гідродинамічних передачах обов'язковими елементами є гідромуфти і гідротрансформатори.

7.4. Системи керування

Однією їх характерних особливостей робочого процесу машин для земляних робіт є те, що потрібно практично безперервно (особливо у машинах циклічної дії) вмикати і вимикати трансмісії, змінювати величину і напрям швидкості руху і зусиль, регулювати траєкторію різання.

Машиніст одноківшевого екскаватора робить за хвилину до 40-50 вмикань і вимикань рукоятками і педалями керування. На потужних бульдозерах за важких умов роботи доводиться робити за годину 600 вмикань. У бульдозера малої потужності число вмикань за годину роботи досягає 1000.

При цьому в машині не повинні виникати динамічні перевантаження і повинні бути забезпечені безпека роботи і потрібні умови праці персоналу при безумовному виконанні машиною всіх її технологічних функцій. Саме для цього і служать системи керування, під якими мається на увазі сукупність пристроїв для керування машиною.

Удосконалення машин для земляних робіт все більше залежить від досконалості систем керування, з яким пов'язана можливість автоматизації цих машин. Системами керування є взаємозалежні ланки: привод-людина-робочий орган-двигун-середовище.

Як приклад можна вказати на функціональну схему системи керування землерийно-транспортною машиною, запропоновану В. М. Тарасовим (рис. 7.10). У схемі виділено два основні контури: основний машинний контур, що включає двигун, трансмісію, рушій, робочий орган і контур керування робочим процесом, охоплює всі функціональні ланки системи керування і людини-оператора. Робочий орган виконує функції зворотного зв'язку. За допомогою людини-оператора утворюється замкнутий контур керування робочим процесом: двигун-трансмісія-рушій-оператор-робочий орган-двигун. Керування робочим процесом складається з етапів: отримання інформації про хід робочого процесу, аналіз інформації, ухвалення рішення про зміну робочого процесу, зміна його. Робочий орган є точкою додатку як вхідної дії з боку середовища, так і дії, що створюється під керівництвом оператора.

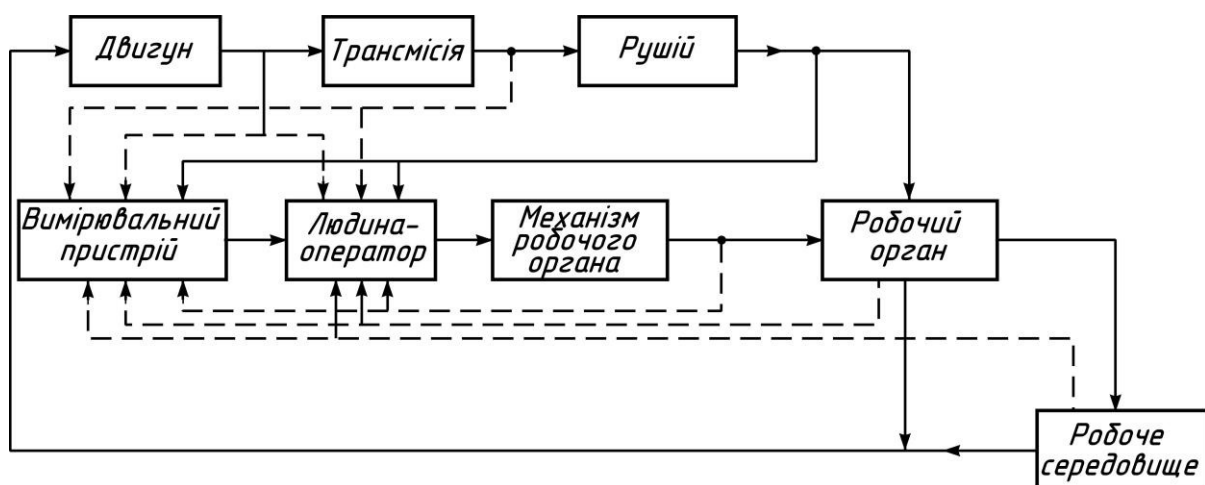


Рис. 7.10. Функціональна схема системи керування робочими процесами землерийно-транспортних машин

У елементах систем керування використовують природні властивості і закономірності твердих тіл, рідини, газу, електрики. Відповідно до видів використовуваної енергії

розрізняють системи керування і їх елементи-гідравлічні, механічні, пневматичні, електричні і змішані.

Широке застосування мають і матимуть гідравлічні системи керування. У машинах малої потужності раціональне використання механічних систем керування. Свої переваги мають пневматичні і електричні системи керування.

Оскільки системи керування приводяться у дію людиною, зусилля, що прикладаються до них, швидкість і протяжність шляху їх застосування повинні бути у межах можливостей людини за умов тривалої, безпечної і не надмірно втомливої роботи.

Зусилля руки людини, керівника машиною, не повинно перевищувати 4 кг при ході переміщуваного елемента системи не більше 0,25 м; зусилля на педалі не повинно бути більше 8 кг при ході до 0,2 м і куті повороту не більше 60° . Потрібно також враховувати, що машиністу складно досягти плавності вмикання, якщо зусилля на важелі менше 0,15 кг, а хід його переміщення менше 0,12 м. Тому при зусиллях і ходу важеля, потрібних для керування машиною, великих або менших вказаних меж, слід застосовувати спеціальні пристрої для зміни цих зусиль і ходу.

У зв'язку з існуючими межами силової дії людини розрізняють системи керування безпосередньої дії і системи керування з підсилювачами. Останні можуть бути з слідкуючими пристроями і без них. Відмінності між названими видами систем керування проілюстровані на рис. 7.11.

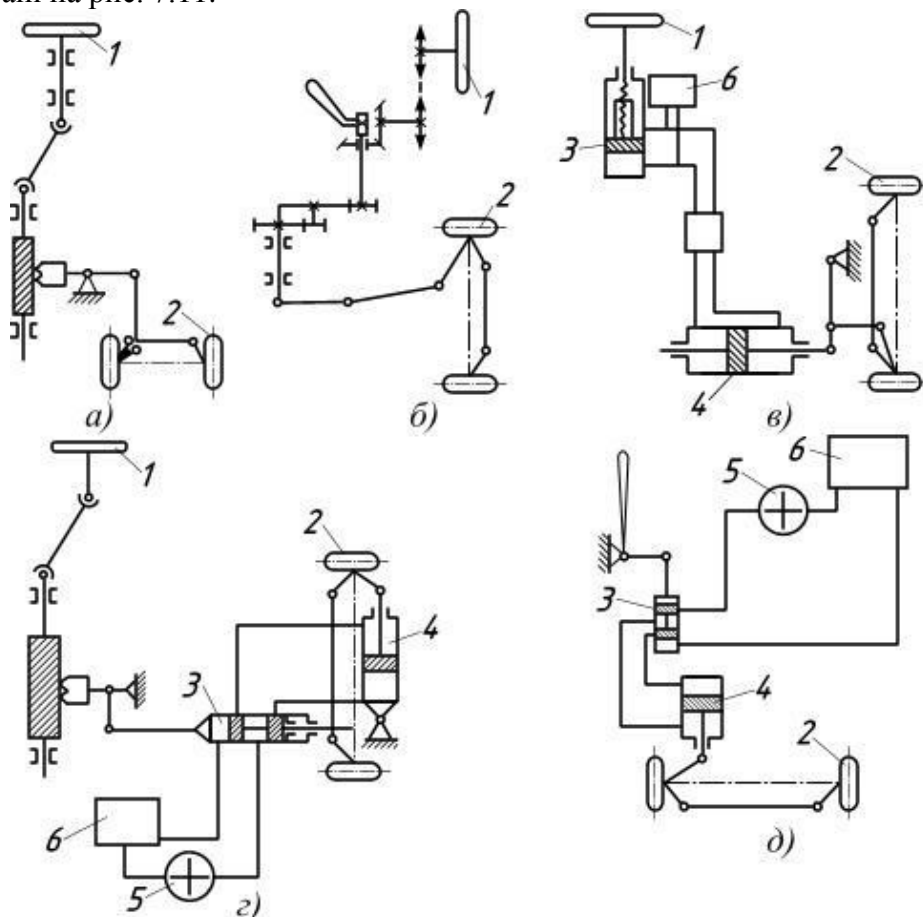


Рис. 7.11. Схеми рульових керувань самохідних землерийних машин:

а - з черв'ячною передачею; *б* - з шестеренчастою передачею; *в* - з безнасосною гідропередачею; *г* - з гідропідсилювачем; *д* - з гідронасосною станцією; 1 - штурвал; 2 - керовані колеса; 3 - розподільник; 4 - циліндр; 5 - насос; 6 - бак

У системах керування безпосередньої дії (рис. 7.11, *а*, *б*) зусилля машиніста і хід важеля або педалі безпосередньо залежать від робочого опору і змінюються у процесі керування. Такі системи керування не знижують витрат енергії машиніста і тому застосовуються тільки у порівняно невеликих машинах. Одна з основних переваг їх полягає

у хорошій чутливості, оскільки машиніст безпосередньо сприймає робочі опори. Передавальні відносини призначають зазвичай у межах: для ходу педалі - від 24 до 40, кутове, для штурвала- від 18 до 24. Менші значення приймаються для легких машин, великі - для важких.

Системи керування з підсилювачами значно полегшують роботу машиніста по керуванню машиною при збереженні необхідної чутливості. Тому такі системи тепер найбільш поширені. Загальна вимога, якій повинні задовольняти системи керування з підсилювачами, полягає у мінімальному запізнюванні у спрацьовуванні.

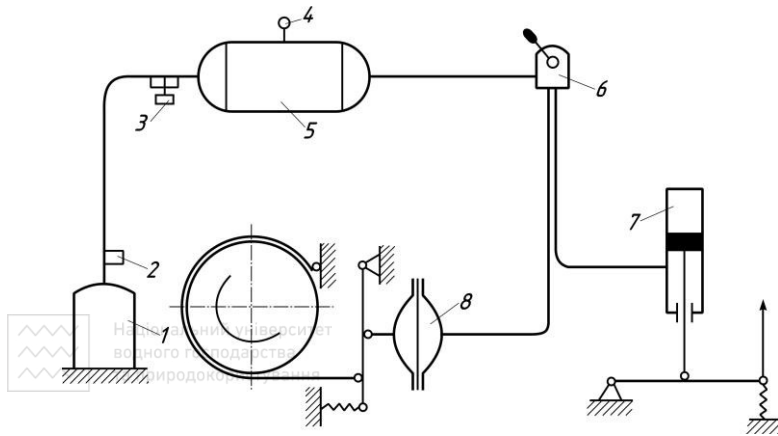


Рис. 7.12. Система керування з пневматичним підсилювачем:

1 - компресор; 2 - запобіжний клапан; 3 - вологомасловідокремлювач; 4 - манометр; 5 - ресивер; 6 - вентиль; 7 - пневмоциліндр; 8 - камера з діафрагмою

На рис. 7.12 показана принципова схема пневматичного керування гальмом. Компресор, що приводиться в дію від коробки відбору потужності, подає повітря у ресивер. На шляху до ресивера встановлюється редукційний клапан і вологомасловідокремлювач. З ресивера стиснуте повітря подається через розподільник до пневмосерводвигуна, у даному випадку - в камеру з діафрагмою, де здійснюється силова дія на керований механізм.

Прикладом пневматичної системи може служити також схема керування трансмісіями одноківшевого екскаватора за

допомогою пневмокамерних муфт (рис. 7.13). Стиснуте повітря від компресора поступає у клапанні коробки 2, проходить через клапани 3 швидкого гальмування.

Від одного клапана стиснуте повітря поступає у камеру з діафрагмою 6 і штоком 5, який передає зусилля гальмівній системі лебідки, а від другого - у пневмокамерну муфту 4.

Пневматичні системи керування, як наголошувалося, працюють при тиску, меншому, ніж у гідравлічних систем (0,6-0,8 МПа у перших і до 30 МПа у других). Тому виконавчі пристрої у пневматичних системах мають значно більші розміри, ніж у гідравлічних.

У системах керування з гідравлічними підсилювачами (рис. 7.14) масло подається насосом до розподільного пристрою, яким повідомляється поступальний хід штокам гідроциліндрів. Тиск у системі обмежується запобіжним клапаном 4. Якщо тиск перевищує той, що допускається, то масло з лінії нагнітання через редукційний клапан повертається у лінію зливу.

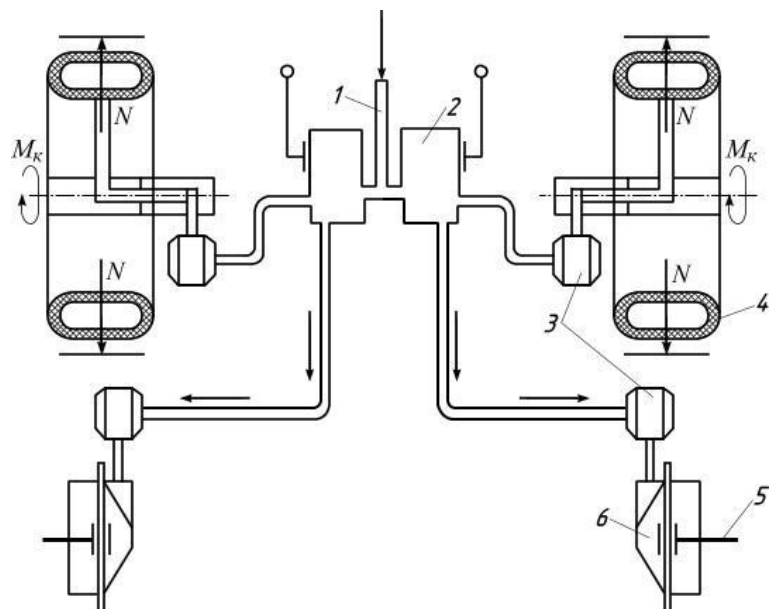


Рис. 7.13 Система керування з пневмокамерною муфтою:

1 - патрубок подачі стиснутого повітря; 2 - клапанна коробка; 3 - клапан швидкого гальмування; 4 - пневмокамерна муфта; 5 - шток, який передає зусилля гальмівній системі лебідки; 6 - камера з діафрагмою

Центральне місце у гідравлічних системах належить розподільним пристроям, які служать для керування потоком рідини. За числом приєднаних каналів розрізняють дво-, три- і чотириходові розподільні пристрої.

За конструктивним виконанням вони діляться на золотникові, клапанні і крани.

Двоходові розподільні пристрої, маючи канали на тиск і робочий злив, служать для пропускання або перекриття потоку рідини. Триходові розподільники з каналами на тиск, злив і робоче відведення призначені для керування гідродвигунами односторонньої дії. Чотириходові розподільники, маючи канали на тиск, злив і два робочих відведення, служать для керування гідродвигунами двосторонньої дії (рис. 7.15).

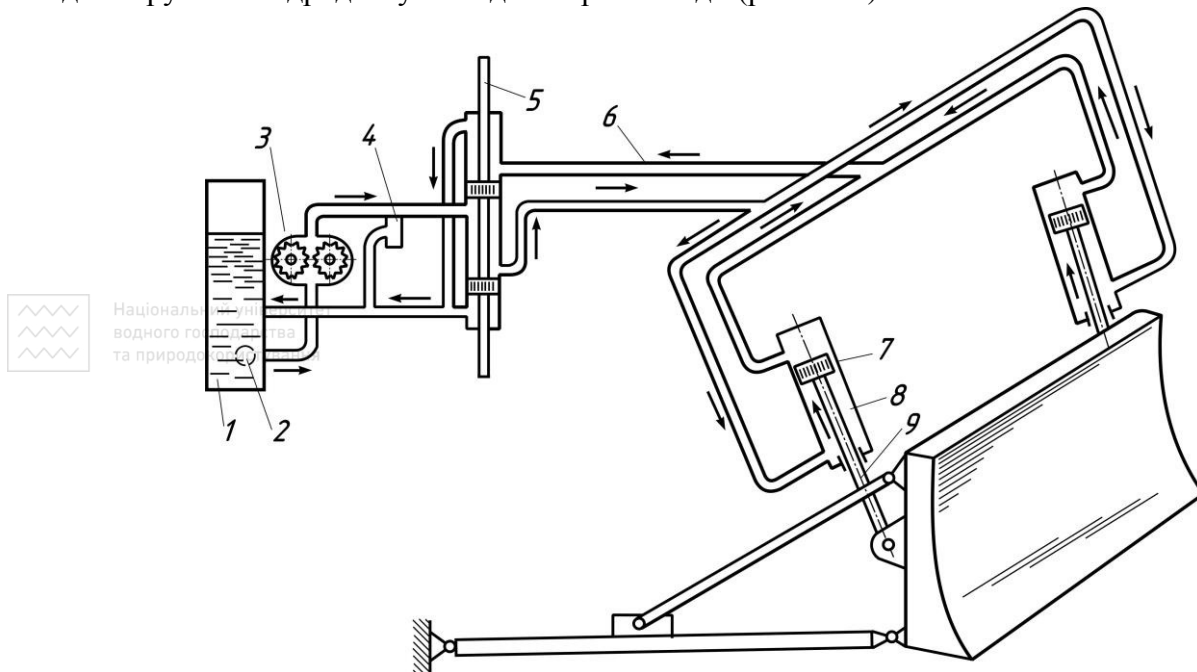


Рис. 7.14. Гідравлічна система керування бульдозером:

1 - бак; 2 - фільтр; 3 - шестеренчастий насос; 4 - клапан; 5 - золотник; 6 - трубопровід; 7 - поршень; 8 - циліндр; 9 - шток

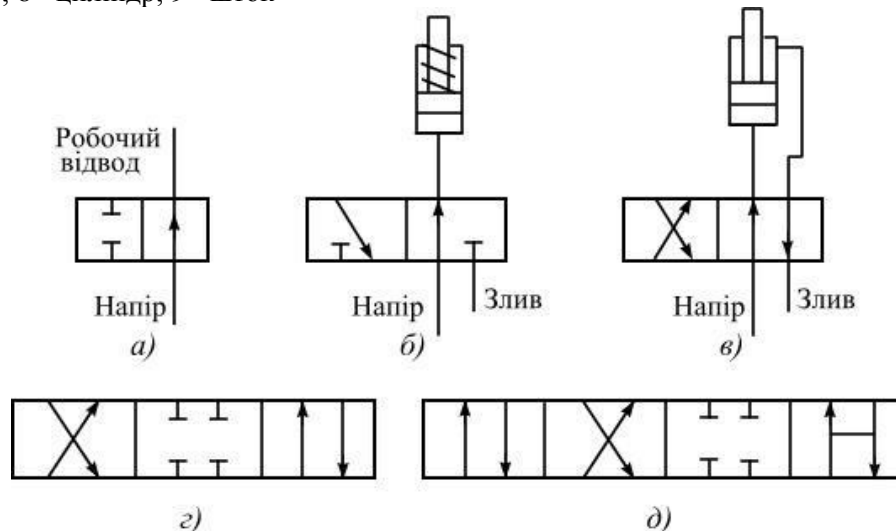


Рис. 7.15. Схеми розподільних пристроїв:

а - двоходове; б - триходове; в - чотириходове; г - трипозиційне; д - чотирипозиційне

За числом робочих положень розподільні пристрої діляться на дво-, три-, чотири- і багатопозиційні. Двопозиційні мають всього два фіксуючі положення. У трипозиційних таких положень три, наприклад два робочих і одне нейтральне. У чотирипозиційних розподільників може бути два робочих, одне нейтральне і одне плаваюче положення.

Найбільш поширені у машинах для земляних робіт золотникові розподільники різних конструкцій.

Особливість гідравлічних систем керування полягає у тому, що в них шток гідроциліндра не може переміщатися за заданим законом. Рукоятці, якою, машиніст керує золотником, не передаються зусилля, що виникають у силовій частині системи керування, і тому машиніст не відчуває і не може оцінити зусиль, що виникають у регульованому механізмі.

У цих умовах раціональне застосування слідкуючих систем, основне призначення яких полягає у тому, щоб при незначних зусиллях забезпечити переміщення робочого органа відповідно до переміщення керуючого елемента.

Принципова схема найпростішої гідравлічної слідкуючої системи показана на рис. 7.16.

При переміщенні важеля 5, коли робочий орган, пов'язаний з штоком 1, знаходиться у спокої, переміщається золотник 4 відносно корпусу 3. При повороті важеля 2 навколо нерухомої точки 3 робоча рідина під тиском поступає у відповідну порожнину силового циліндра і поршень з штоком 1 переміщається на деяку величину. Причому з переміщенням точки 3 важіль 2 повертається навколо точки A і золотник 4 переміщається у зворотному напрямі, чим коректується первинне переміщення золотника 4. У цій схемі роль зворотного зв'язку виконує важіль 2, але цю функцію може виконувати і другий механізм, наприклад гідравлічний.

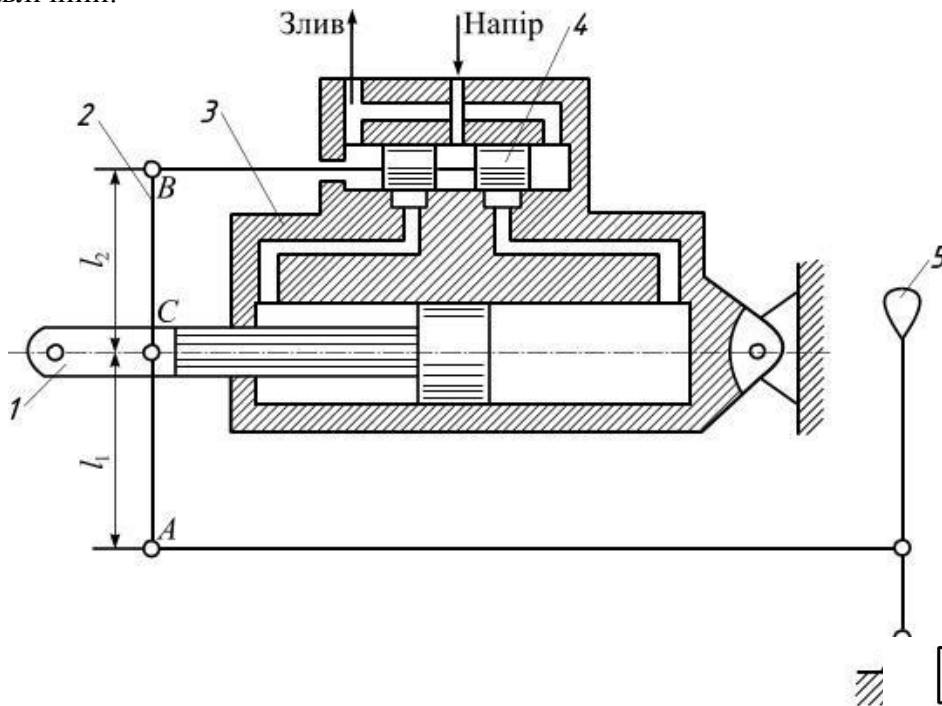


Рис. 7.16. Схема гідравлічної слідкуючої системи з жорстким зворотним зв'язком:

1 - шток; 2 - важіль; 3 - корпус; 4 - золотник; 5 - важіль керування

До складу гідравлічних систем керування входять також дросельні пристрої, які служать для регулювання швидкостей і витрати рідини у гідравлічних приводах з нерегульованими насосами.

Регулювання досягається зміною прохідного перетину отвору дросельного пристрою. Дроселювання потоку пов'язане з нагрівом рідини, втратою тиску і зниженням ККД гідропривода. Гідропривод з дросельним регулюванням відрізняється незначними зусиллями, необхідними для керування.

У гідравлічних системах дросельний пристрій може бути встановлений на напірній магістралі (регулювання на вході), на

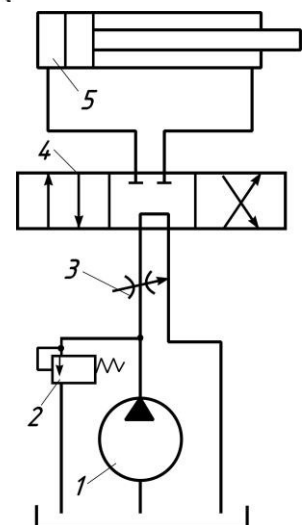


Рис. 7.17. Схема установки дроселя в гідросистемах на вході:

1 - гідронасос; 2 - запобіжний клапан; 3 - дросель; 4 - розподільник; 5 -

зливній магістралі (регулювання на виході) або паралельно гідродвигуну.

При регулюванні на вході (рис. 7.17) рідина від насоса 1 постійної продуктивності поступає через дросель 3 і розподільний пристрій 4 в одну з порожнин гідроциліндра 5. На напірній магістралі до дроселя встановлений запобіжний клапан 2, за допомогою якого підтримується постійний тиск у магістралі до дроселя. Для регулювання швидкості частина рідини поступає через дросель у гідроциліндр, а інша частина - через запобіжний клапан на злив. Витрата рідини, що поступає у гідроциліндр, залежить від перетину дроселя і перепаду тиску до і після нього.

Тиск до дроселя завжди постійний і залежить тільки від настройки запобіжного клапана. Тиск після дроселя визначається зусиллям, прикладеним до штока гідроциліндра. Величина цього зусилля може змінюватися у процесі роботи.

Із збільшенням зусилля на штоці підвищується тиск у гідроциліндрі; перепад тиску на дроселі зменшується, внаслідок чого зменшується швидкість переміщення поршня. Із зменшенням зусилля на штоці тиск у гідроциліндрі знижується, перепад тиску на дроселі збільшується і швидкість поршня зростає.

При установці дроселя на напірній магістралі не забезпечується постійність швидкості із зміною навантаження, прикладеного до гідродвигуна.

При регулюванні на виході дросель встановлюється на зливній магістралі (рис. 7.18). Тиск, що створюється насосом, обмежується настройкою запобіжного клапана.

Якщо дросель створює достатній опір, то тиск у поршневій (лівій) порожнині гідроциліндра встановлюється настройкою запобіжного клапана. Тиск у штоковій порожнині залежить від навантаження, прикладеного до штока гідроциліндра. Чим більше навантаження, тим менший тиск у правій порожнині циліндра і перепад тиску на дроселі. Отже, чим менша швидкість переміщення поршня, тобто при установці дроселя на виході також не забезпечується постійність швидкості переміщення поршня із зміною навантаження, прикладеного до штока.

Якщо дросель встановлений паралельно гідродвигуну (рис. 7.19), то при закритому дроселі вся рідина, що подається насосом, нагнітається у гідроциліндр і з максимальною швидкістю переміщає поршень. При відкритому дроселі вся рідина через дросель поступає у бак і поршень переміщатися не буде. При частково відкритому дроселі частина рідини поступає у гідроциліндр, а інша

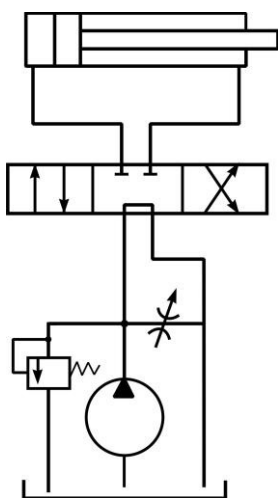


Рис. 7.19. Схема установки дроселя в гідросистемах паралельно гідродвигуну

частина через дросель у бак. Тиск, що розвивається насосом за такою схемою, залежить від опору переміщенню штока гідроциліндра. Чим більший опір, тим більший тиск перед дроселем і тим менша швидкість переміщення поршня. Отже, швидкість переміщення поршня залежить від зовнішнього навантаження. Втрати енергії на дроселювання у такій схемі значно менші, ніж при установці дроселя на вході і виході; насос велику частину часу працює при тиску, меншому того, на який розрахований запобіжний клапан.

Важливою вимогою до систем керування є гранична зручність користування ними машиністом. Істотне значення має розміщення пультів і важелів системи керування у кабіні машиніста, можливість регулювання положення сидіння щодо рукоятей важелів і педалей відповідно до зростання машиніста, величина кутів огляду, взаємне розташування важелів-педалей, величина ходу рукоятей керування і зусиль для їх переміщення, а також напрям ходу важелів. Велике значення має також

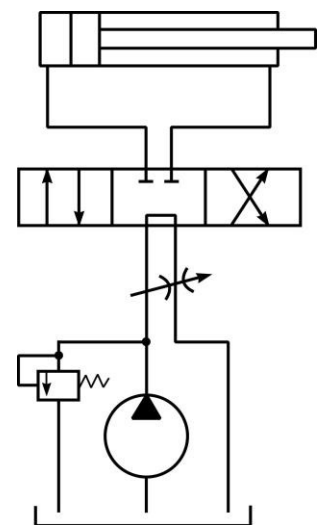


Рис. 7.18. Схема установки дроселя у гідросистемах на виході

зручність очищення стінок кабіни від пилу, обігрів кабіни, вентиляція і охо-лодження, герметизація у цілях захисту від впливів температури і шуму, застосування кондиціонування повітря.

Рукоятки важелів або кнопки керування повинні бути розташовані так, щоб ті, що найчастіше включаються були ближчі до правої руки машиніста, а рукоятки допоміжних важелів не заважали перенесенню руки від однієї рукоятки до іншої.

Напрямок руху рукоятки по можливості повинен співпадати з напрямом керованого нею руху виконавчого механізму.

Як ілюстрація на рис. 7.20 приведена конструктивна схема керування екскаватором з гідравлічним приводом.

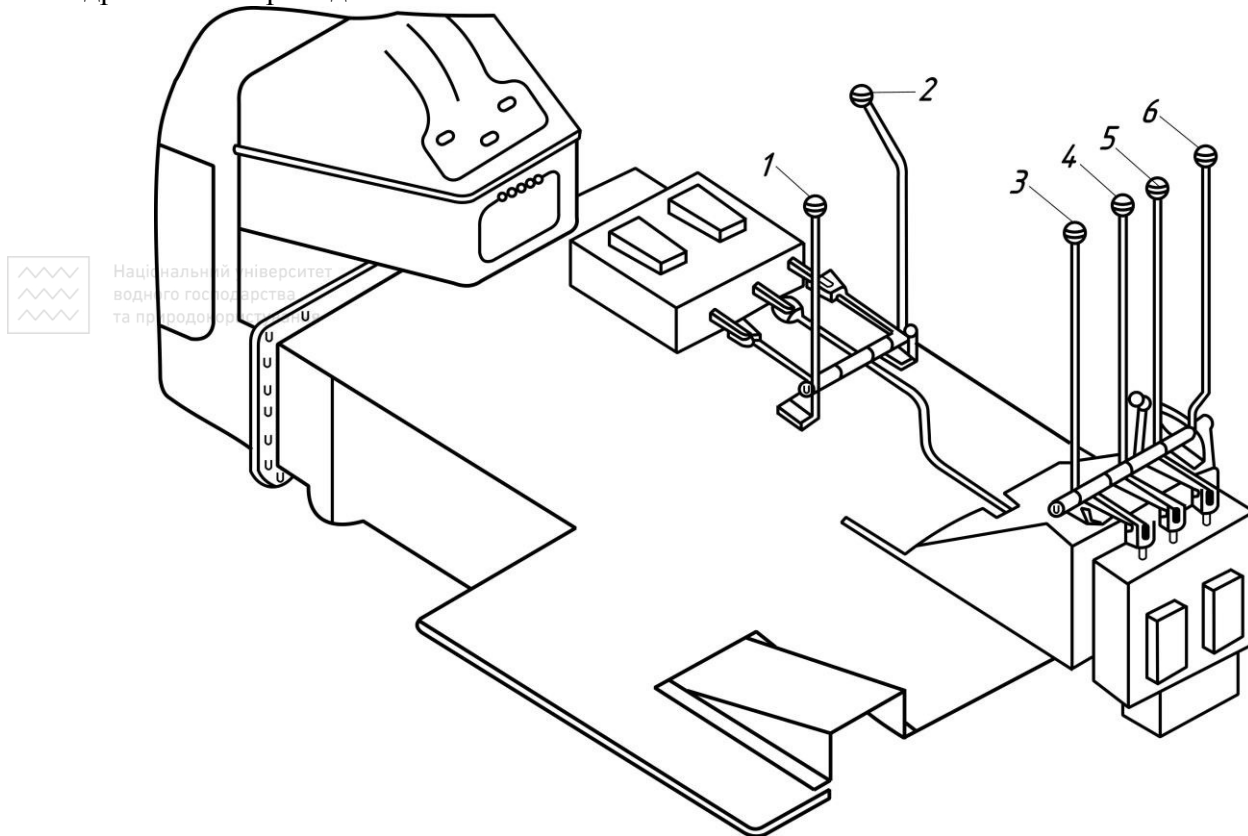


Рис. 7.20. Схема розташування важелів керування у одноківшевому екскаваторі:

1 - силовими циліндрами виносних опор; 2 - бульдозером; 3 - ковшем зворотної лопати; 4 - рукояттю; 5 - рухом стріли; 6 - механізмом повороту

Контрольні питання

1. Загальні відомості. Класифікація приводів. Переваги і недоліки різних приводів.
2. Силове обладнання. Характеристики силового обладнання. Гідравлічне силове обладнання.
3. Трансмсії. Типи трансмісій, їх будова, робота. Переваги, недоліки.
4. Системи керування. Функціональна схема системи керування робочими процесами землерийно-транспортних машин.
5. Схеми рульових керувань самохідних землерийних машин, інші системи керувань.
6. Гідравлічна система керування бульдозером. Схеми розподільних пристроїв гідро-систем.
7. Схема гідравлічної слідкуючої системи з жорстким зворотним зв'язком. Дросельні пристрої, різні схеми їх установки.

8. ХОДОВЕ ОБЛАДНАННЯ

8.1. Загальні відомості

Ходове обладнання машини для земляних робіт - це спеціальний пристрій для її переміщення і стійкого спирання на основу під час роботи.

Конструкцію, масу, потужність привода і міцність ходового обладнання встановлюють залежно від технологічного призначення машини. У землерийно-транспортних машин, робочий процес яких відбувається при їх власному переміщенні і джерелом сили копання є рушій, маса і споживана потужність ходового обладнання складають значну частину маси і споживаної потужності всієї машини. Його конструкція передбачає рух з великою швидкістю на значні відстані, складне маневрування і подолання опорів пересуванню і робочому навантаженню. Те ж відноситься до ходового обладнання машин для спеціальних і допоміжних земляних робіт (розпушувачі, планувальники та ін.), а також ходового обладнання деяких землерийних машин (багатокішшеві траншейні екскаватори, каналокопачі та ін.), робочий процес яких здійснюється одночасно з власним пересуванням.

Для машин, робочий процес яких не супроводжується власним пересуванням (наприклад, однокішшеві екскаватори), або машин, використання яких не пов'язане з частими і значними переміщеннями, основне призначення ходового обладнання полягає в забезпеченні стійкого спирання машини на основу під час роботи. Це дозволяє розраховувати ходове обладнання на менші швидкості і переміщення.

Залежно від умов роботи і призначення машин для земляних робіт в них застосовують наступні види ходового обладнання: гусеничне, пневмоколісне, крокуюче, рейкове, плаваюче і комбіноване (наприклад, крокуючо-рейкове). Найбільше розповсюджене гусеничне і пневмоколісне. Крокуюче ходове обладнання частіше застосовується для розробки ґрунтів і корисних копалин, у кар'єрах екскаваторами-драглайнами, а також для гідромеханізації земляних робіт (крокуючі гідромонітори і землесосні установки). Комбіноване ходове обладнання використовують для багатокішшевих екскаваторів.

Загальні вимоги до ходового обладнання машин для земляних робіт полягають в достатній силі тяги, необхідній швидкості пересування, можливо малій масі, створенні тиску на основу не більше допустимого, в рівномірності пересування машини одночасно з виконанням технологічних операцій (для машин безперервної дії), стійкості машини при всіх можливих її положеннях, в неперевищенні допустимих динамічних навантажень при пересуваннях, в достатній міцності і надійності, зручності експлуатації.

Особливість вимог до ходового обладнання землерийно-транспортних машин полягає ще і в необхідності розвивати силу тяги, достатню для подолання опорів не тільки власному пересуванню, але і копанню. В той же час ці машини повинні мати значні транспортні швидкості, володіти достатньою маневреністю і мобільністю. Краще всього цим вимогам задовольняє пневмоколісне ходове обладнання з спеціальними пневматичними шинами, що забезпечують необхідне зчеплення і тягове зусилля в умовах бездоріжжя. Ці якості пневматичних шин визначили раціональність застосування пневмо-колісного ходового обладнання для малих універсальних однокішшевих екскаваторів, використовуваних на розосереджених будівельних об'єктах з невеликими об'ємами земляних робіт.

Порівняльна характеристика типів ходового обладнання приведена в табл. 8.1.

Таблиця 8.1

Порівняння типів ходового обладнання машин для земляних робіт

Ходове обладнання	Переваги	Недоліки	Переважна область застосування
1	2	3	4
Гусеничне	Універсальність; висока прохідність; можливість подолання великих ухилів (до	Велика маса (з нижньою рамою – до 40-60% мас машини); необхідність великого тягового зусилля (до 30-40% сили тяжіння	На всіх видах машин для земляних робіт, що не вимагають великих і частих пересувань

	23°);		
--	-------	--	--

Продовження табл. 8.1

1	2	3	4
Гусеничне	хороша стійкість; малий тиск на	машини); складність конструкції і швидкий знос деталей	з великою швидкістю
Пневмоколісне	Висока швидкість пересування (до 60 км/год.); відносно невелика маса; висока маневреність; малий опір пересуванню; проста конструкція; універсальність; зручність експлуатації	Швидкий знос пневмошин при високій їх вартості, що досягає 20-40% вартостей машини; відносний високий тиск на основу; обмеженість навантаження на колесо	На всіх видах машин для земляних робіт малої і середньої потужності, особливо на машинах, що вимагають великих і частих пересувань з великою швидкістю і маневреністю
Крокуюче	Відносно невелика маса (10-12% мас машини); висока маневреність; низький тиск на основу; простота конструкції; висока стійкість	Циклічність і мала швидкість пересування; необхідність підйому всієї машини при русі; відносно високе тягове зусилля (до 25-30% сили тяжіння машини)	Крокуючі драглайни, відвалоутворювачі гідромонітори та інші машини, що працюють на основах з низькою несучою здатністю, що не вимагають великих власних переміщень з великою швидкістю
Крокуючо-рейкове	Спрямованість і плавність переміщення машини; малий опір і тиск на основу; простота конструкції; мале число швидкозношуваних деталей; хороша стійкість	Недоліки крокуючого ходового обладнання; велика маса (з нижньою рамою - до 40-60% маси машини)	Роторні екскаватори і драглайни великої потужності, відвалоутворювачі при роботі в кар'єрах на ґрунтах з низькою здатністю
Рейкове (залізнодорожне)	Спрямованість, достатня швидкість і плавність пересування машини; малий опір; незначне зношування елементів і деталей	Необхідність і складність пристрою і перенесення залізничних колій; мала маневреність; обмеженість навантаження на колесо; значні розміри ходової частини машини; малі величини коефіцієнта зчеплення коліс з рейками і подоланих підйомів (до 6°)	Багатоковшові ланцюгові екскаватори в кар'єрах
Плаваюче	Простота конструкції і експлуатації, незначні опори переміщенню	Неуніверсальність	Земснаряди, грейфери, драглайни, багатоковшеві ланцюгові екскаватори в умовах гідротехнічного або меліоративного будівництва

На дорожніх машинах застосовують в основному гусеничні, колісні із пневмошинами, комбіновані колісно-гусеничні і колісно-рейкові ходові пристрої.

Особливістю гусеничного ходового пристрою дорожніх машин є застосування дво-, три- і чотиригусеничних рушіїв. Двогусеничні пристрої використовують на базових тягачах і асфальтоукладачах, три- і чотиригусеничне - на машинах для будівництва, ремонту і відновлення покриттів доріг. Особливостями колісного ходового пристрою дорожніх машин є: застосування різних колісних схем; установка на одній машині коліс, що розрізняються діаметром, малюнком протектора й матеріалом; використання колісного рушія не тільки для пересування, але і як робочі органи (рис. 8.1).

Гусеничний рушій забезпечує більш низький (до 0,02...0,03 МПа) у порівнянні з колісним (до 0,1...0,4 МПа) тиск на ґрунт і реалізує більше тягове зусилля. Пневмоколісний рушій обладнаний деформованими пневматичними шинами з низьким (0,15...0,25 МПа) і середнім (0,3...0,4 МПа) тиском, що приблизно приймають на 20...30% нижче тиску колеса на ґрунт. Прохідність колісних рушіїв підвищують шляхом застосування спеціальних протекторів і ланцюгів, що надягають на пневматичні колеса. Тверді металеві колеса застосовують у машинах, що пересуваються на попередньо покладених рейках, а також на котках як робочі органи - вальці.

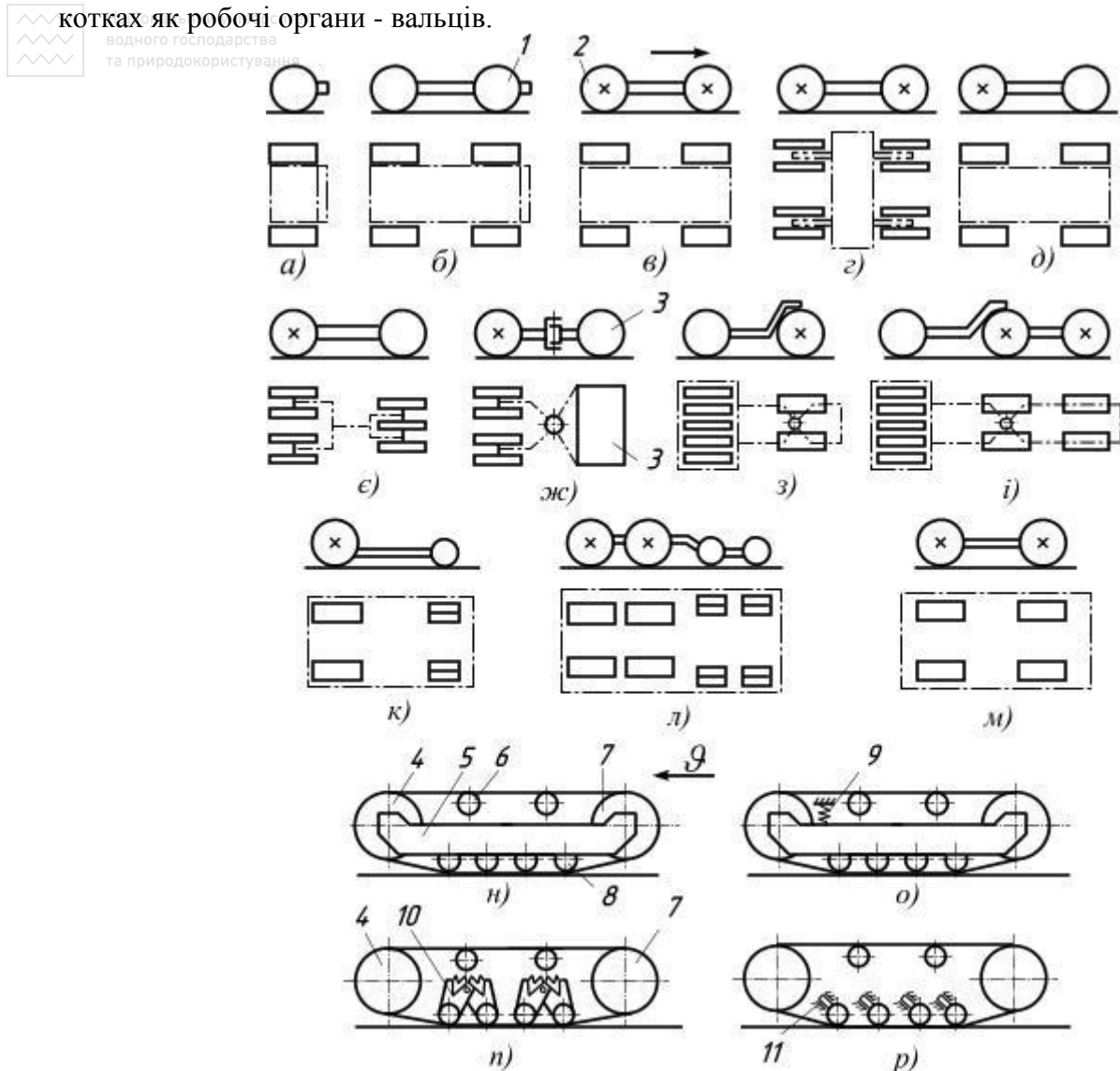


Рис. 8.1. Основні схеми колісних на пневмошинах і гусеничних рушіїв дорожніх машин: а - д - машини для швидкісного будівництва доріг із цементобетонним покриттям; в - і - котків; з - л - асфальтоукладачі; л - машини для ремонту асфальтобетонних покриттів методом відновлення; схеми гусеничних рушіїв; н - жорстка; м - напівжорстка; п - пружна балансирує; р - індивідуальна; 1 - ведене колесо; 2 - ведуче колесо; 3 - металевий

валець; 4 - напрямне колесо (ледаче); 5 - гусеничний візок; 6 - підтримуючий коток; 7 - ведуча зірочка; 8 - опорний коток; 9 - ресора; 10 - каретка-балансир; 11 - тор

Для підвищення прохідності і зниження тиску на ґрунт розробляють інші спеціальні типи рушіїв: лижно-котковий, гвинтовий, шнекогусеничний та ін. Розширюється область застосування обладнання на повітряній подушці. В будівельних і дорожніх машинах використовують іноді й інші типи рушіїв. Для ущільнюючих машин застосовують крокуючий з опорними лижами і комбінований крокуючо-колісний пристрій. Вони мають низький тиск на ґрунт, що дозволяє застосовувати ці машини для ущільнення свіжовідсипаного пухкого ґрунту з малою несучою здатністю. Крокуючі рушії бувають із механічним і гідравлічним приводом. Розмір кроку 0,6...2 м для важких машин. Швидкість переміщення до 0,3 км/год. Обмеженням для крокуючого рушія є граничний кут підйому - до 15°.

Гусеничні рушії за типом підвіски можуть бути із твердої (рис. 8.2, *а*), напівтвердої (рис. 8.2, *м*), пружної (балансирної з каретками - рис. 8.2, *п*) і пружної (еластичної) індивідуальної (рис. 8.2, *р*) і комбінованою підвіскою. Ряд дорожніх машин (снігоочисники, болотоходи) для зменшення маси, зниження тиску на ґрунт і підвищення прохідності обладнують гумово-металевими стрічками.

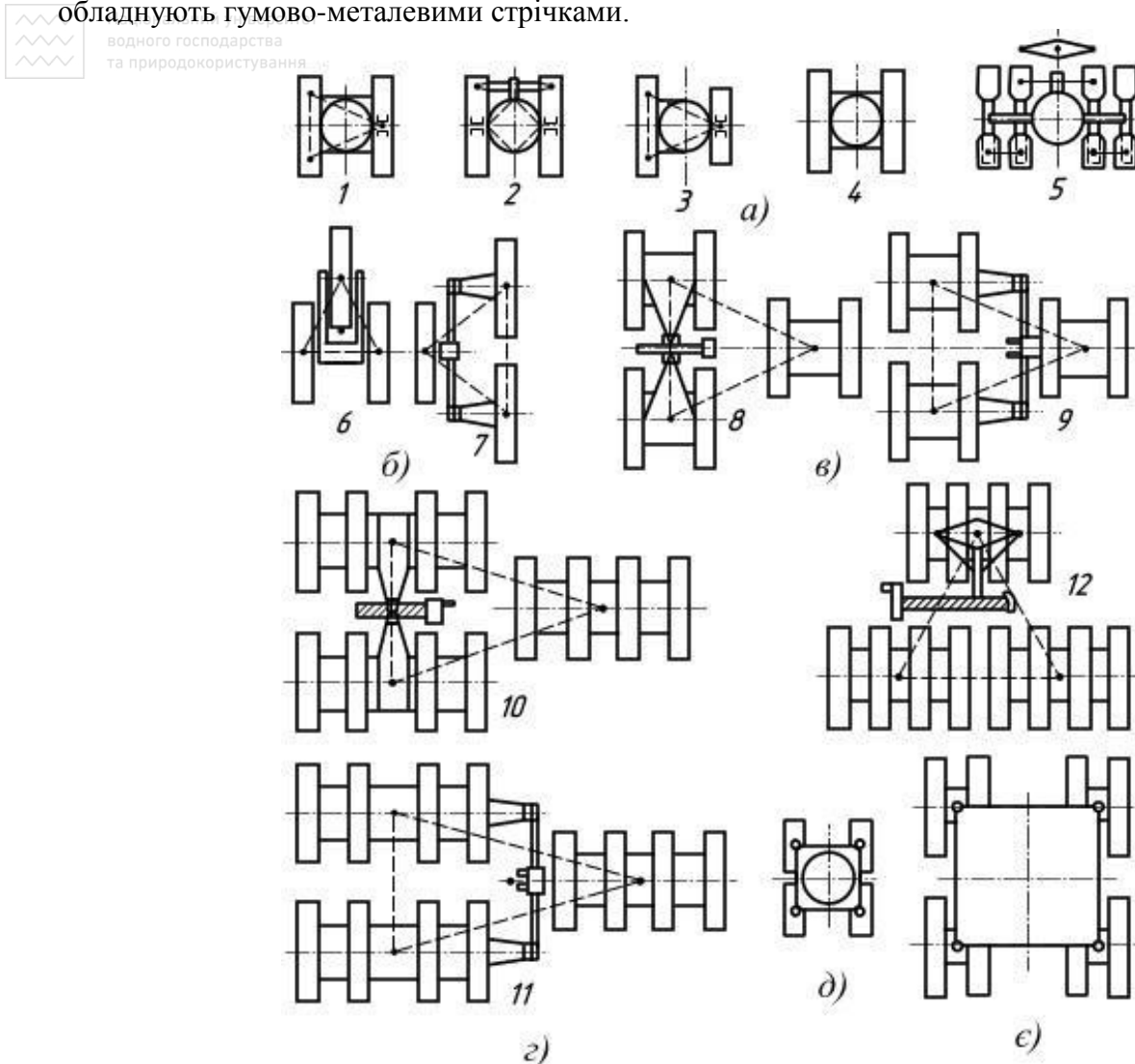


Рис. 8.2. Системи гусениць, вживані для будівельних машин:

а - двогусеничні системи з двома одинарними (1 - 4) і здвоєними гусеницями (5); *б* - триопорні симетрична (6) і несиметрична (7) системи; *в* - шестигусеничні несиметричні системи з двогусеничними візками з двома (5) і одним (9) поворотним візком; *г* - системи з трьома чотиригусеничними візками; 10 і 11 - несиметричні з двома (10) і одним (11)

поворотним візком; 12 - симетрична з одноповоротним візком; δ - чотириопорна чотиригусе-нична система; ϵ - чотириопорна восьмигусенична система

Рушії дорожніх машин вибирають залежно від призначення машини. Важливими параметрами рушія є тиск на ґрунт, що розвиває тягове зусилля і дотичні напруження при різних швидкостях руху, прохідності та ін. Прохідність машин зв'язана із середнім тиском (МПа) на ґрунт, обумовленим для двогусеничних машин за формулою:

$$q_{cp} = \frac{G \cdot 10^{-6}}{2b \cdot l}, \quad (8.1)$$

де: G - сила тяжіння машини, сприймана опорною поверхнею гусениць, Н; b і l - відповідно ширина і довжина опорної поверхні однієї гусениці, м.

Тяговий розрахунок містить у собі визначення основних параметрів силової установки, що забезпечують необхідні тягові характеристики, тягового зусилля, максимальних робочих і транспортних опорів, потужності і крутного моменту двигуна та ін. Вихідними даними при розрахунку є: вимоги до машини і робочих органів з боку технологічного процесу, параметри робочого органа, тип рушія, коефіцієнти опору руху.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

8.2. Гусеничне ходове обладнання будівельних машин

До його переваг відносяться: невеликий середній тиск на ґрунт і більш рівномірний його розподіл на опорну поверхню внаслідок порівняно доброї пристосованості до нерівностей ґрунту; відсутність необхідності у виносних опорах (аутригерах) при роботі машин із значним зсувом рівнодіючої маси від центру периметра опорної площі, а також (в середніх умовах) у підготовці шляху і можливість вільного маневрування на місцевості; можливість подолання великих підйомів (до 23° для моделей масою до 35 т і до 7° для моделей масою в декілька тис. т); можливість переміщення машини по слабких ґрунтах навіть при осіданні до половини висоти гусениці за наявності достатнього клиренса. Конструкції, в яких ланки накладаються одна на одну, на 15...18% знижують тиск на ґрунт (див. рис. 8.2, б). Недоліками гусеничного ходу є: велика маса ходового обладнання (до 40% всієї маси машини) і висока вартість; складність конструкції у виробництві, збірці і ремонті; великий опір руху (в добрих умовах - не менше 10...12% сила тяжкості машини, в поганих - до 40%); необхідність часткового розбирання машин середніх і великих моделей (масою понад 350 т) при їх перекиданнях; мала швидкість ходу і руйнування покриття доріг при русі важких машин і малий термін служби ланок гусениці (2...2,5 тис. год.), а також необхідність застосування настилу на дуже м'яких (слабких) ґрунтах, особливо при розворотах. Гусеничне обладнання може бути двогусеничним і багатогусеничним; число гусениць визначає їх систему і доходить до 12...16: залежно від типорозмірів машин, технологічних процесів, виконуваних ними, роду і стану ґрунту розташування і переміщення рівнодіючої маси і навантажень, діючих на машину.

Як видно з рис. 8.2, для всіх гусеничних систем застосовується або статично невизначна жорстка передача тиску на ходове обладнання, або статично визначна триточкова опора. За інших рівних умов перша система має менші габарити двигуна і габаритну висоту платформи, більш просту конструкцію, меншу масу при невеликому зсуві рівнодіючої маси і зовнішнього навантаження. Тому така система застосовується для машин із значним зсувом рівнодіючої маси і зовнішнього навантаження, де використання триточнової опори мало раціональне, за виключенням дуже великих типорозмірів, для яких необхідна багатогусенична система з великими габаритами і масою.

Триточкові опори застосовуються також для машин з невеликим зсувом рівнодіючої маси і зовнішнього навантаження. Вони забезпечують більш рівномірний розподіл навантажень на опори, що дозволяє знижувати необхідну міцність і масу опорних елементів рушіїв.

Приблизно можна вважати, що двогусеничні прості і із здвоєними гусеницями системи застосовують при масі машин до 1000 т і при навантаженні на гусеницю до 800-1000 тс, три-

і чотиригусеничні системи - для машин масою від 50 до 1000 т багатогусеничні (шести-, дванадцятигусеничні) системи - для машин масою більше 1000 т. Шістнадцятигусеничні системи мають виключно рідкісне застосування. При невеликих навантаженнях на опору (до 20 тс) останні виконуються у вигляді шарнірів рідше - у вигляді кульових опор і при більш значних навантаженнях - у вигляді жорстких кульових опор; при навантаженнях більше 300 тс гусеничні системи виконуються звичайно з гідродомкратами з тиском 300-400 ат. Кульові опори забезпечують поворот гусениць (частіше всього гідроциліндрами) при русі машини по кривій, а також гойдання гусениць на опорі. Рідше застосовуються гвинтові передачі, що переміщують гайку, сполучену з важелем гусеничного візка.

Опорні гідродомкрати багатогусеничних систем забезпечують автоматичне вирівнювання машини при осіданні гусеничного візка (рис. 8.3). У двогусеничних машин поворот проводиться звичайно виключенням кулачкових (у машин масою більше 30 т) або фрикційних муфт (у машин масою до 35 т). У останніх гусениця, що вимикається, при цьому звичайно загальмовується, а у машин масою до 350 т вимкнена гусениця може бути загальмованою кулачковими виступами, закріпленими на нижній рамі. Дуже рідко для машин масою до 40 т застосовується двошвидкісна коробка ходового механізму з можливістю вмикати різні швидкості гусениць.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

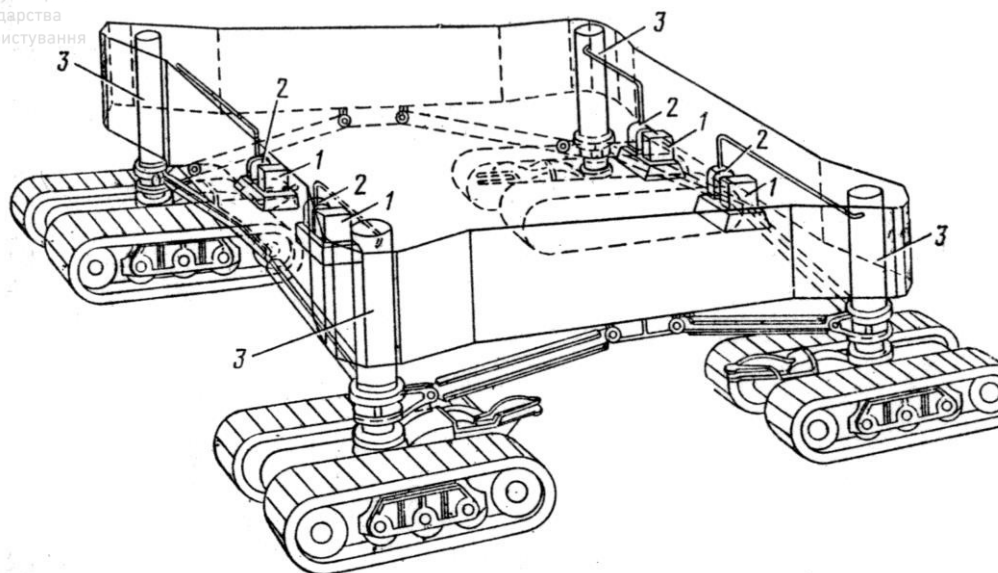


Рис. 8.3. Схема восьмигусеничної системи з гідродомкратами і чотирма насосними установками:
1 - насос; 2 - двигун; 3 - гідродомкрат (при ході два циліндри об'єднуються, утворюючи триточкову опору системи)

Граничні транспортні швидкості гусеничних будівельних машин доходять до 12...18 км/год. у найменших з них і у базових машин (тракторів, тягачів) навіть великої потужності. Звичайно вони не перевищують 3...4 км/год., а у машин найбільшої маси знижуються до 0,3...0,4 км/год. і менше. Робочі швидкості звичайно в 2...3 рази менші транспортних.

У машин безперервної дії, що переміщуються під час роботи і мають іноді широкі діапазони зміни швидкості пропорційної продуктивності (наприклад, траншейні каналокопачі), робочі швидкості менші транспортних в 6...300 разів. Це примушує встановлювати спеціальні, іноді додаткові складні коробки передач з 10...20 ступенями швидкостей.

За числом гусениць, їх угрупованню і принципу передачі тиску на ходове обладнання надбудовою або верхньою платформою машини гусеничне ходове обладнання розділяється на окремі системи (див. рис. 8.3).

За способом передачі тиску гусеничного двигуна на ґрунт розрізняють декілька типів гусениць (рис. 8.4). Вони відрізняються пристосованістю до мікроповерхні рельєфу шляху (м'які або жорсткі), наявністю або відсутністю гусеничних рам (рамні або безрамні),

розташуванням опорних котків зовні або всередині рам (відкриті або закриті), розташуванням ведучої зірочки (з переднім, заднім або центральним приводом).

Рамні конструкції дозволяють зменшити габарити і масу нижніх рам, спростують зміну тиску гусениць на ґрунт шляхом збільшення їх опорної поверхні і габаритів, але конструктивно складні. Відкриті гусениці менше забиваються ґрунтом, простіші за конструкцією, але мають консольне навантаження на осі котків. Гусениці із заднім приводом мають дещо більший ККД двигуна, знос шарнірів гусеничних ланок у них менше. При центральному приводі двома приводними зірочками в кожній гусениці досягається найбільший ККД двигуна і якнайменший його знос, оскільки зусилля ведучої зірочки передається безпосередньо на ланки, що лежать на ґрунті. Проте в цьому випадку можлива втрата тягового зусилля під час переходу через канавку шириною більше відстані між двома приводними зірочками.

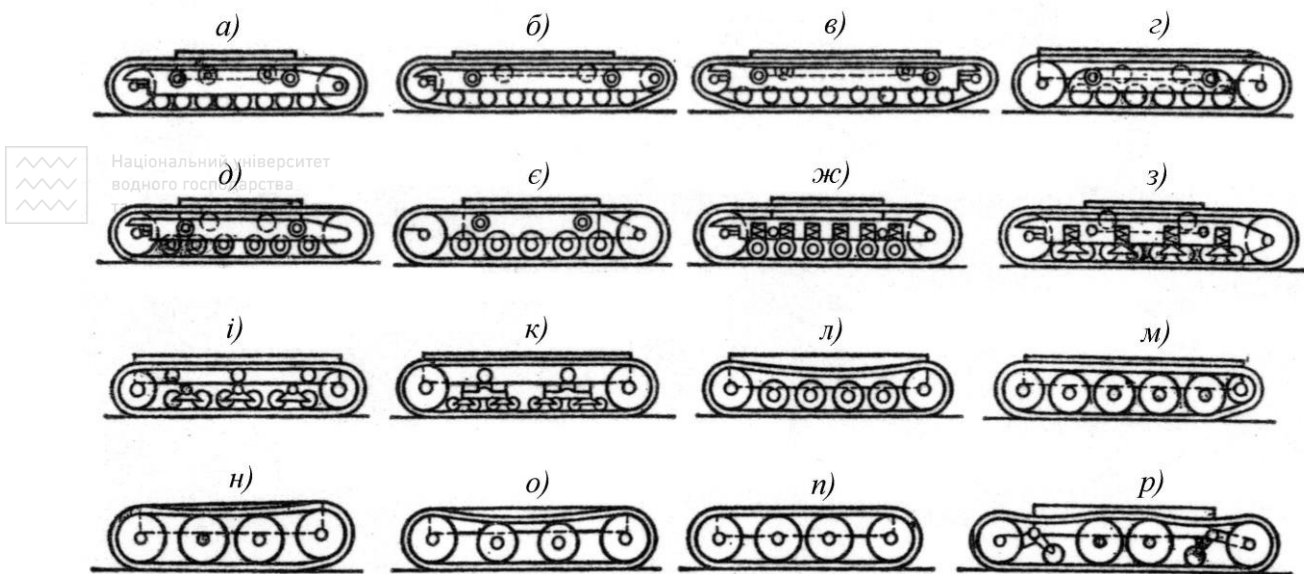


Рис. 8.4. Типи гусениць:

a-d - рамні, закриті багатоопорні, жорсткі; *e* - те ж, що відкриваються (рамна або безрамна); *ж-л* - м'які (*ж, з* - рамні, *i-л* - безрамні; *з-л* - балансірні); *м-о* - рамні відкриті або безрамні; *н-р* - безрамні відкриті з центральним приводом; *р* - з кінцевими балансирами; *а-о* - з кінцевим приводом

Звичайно відкриті гусениці виконуються з опорними котками великого діаметра, близького до габаритної висоти двигуна при відношенні відстані між котками кроку ланки, більшому двох. У цьому випадку збільшується найбільше навантаження на коток та зате число котків зменшується в 1,5...2 рази, що дозволяє виконувати ці елементи достатньо міцними.

Відношення ширини ходу до габаритної довжини гусеничного візка близьке до одиниці, зменшуючись для машин, що працюють в м'яких ґрунтах. Для багатоопорних гусениць в середньому це відношення складає від 0,75 до 0,83, для малоопорних - від 0,8 до 0,9. Відношення габаритної довжини гусениці до ширини ланки також різне для багатоопорних і малоопорних конструкцій, коливаючись для перших в середньому від 6 до 7, а для других - від 5,5 до 6,0. Таким чином, багатоопорні гусениці вже і довші, ніж малоопорні, а внаслідок більш рівномірної передачі першими тиску на ґрунт середнє допустимий тиск, що, їх може бути вище на 20...30%, ніж у малоопорних.

Для більшої пристосованості гусениці до нерівностей ґрунту застосовують пристрої, що забезпечують деформацію гусеничного ланцюга.

Деформація проводиться зміною відстані ланок від нижньої рами (причому ланцюг виходить зігнутий) або поворотом ланок щодо своєї поздовжньої осі.

У першому випадку деформація гусениці може бути здійснена шляхом: 1) розносом опорних котків на величину двох ланок і більше (м'яка малоопорна гусениця); 2) з'єднання опорних котків малого діаметра в балансірні візки по два або більше (багатоопорна м'яка

гусениця); 3) з'єднання опорних котків в балансири візки з введенням ресорних пристроїв. В другому випадку деформація здійснюється шляхом: 1) з'єднання опорних котків в балансири візки, що повертаються в поперечній площині (звичайно багатоопорна м'яка гусениця); 2) додання опорним коткам кульової поверхні катання або циліндрової поверхні катання ланкам (мало- або багатоопорна гусениця); 3) вузької постановки шарнірів ланок, що дає можливість деякого повороту однієї ланки щодо іншого в поперечній площині за наявності люфта в шарнірах; 4) вузької поверхні катання опорних котків.

Гусениці з балансирами повинні мати на кожній гусениці тільки по два нерухомі шарніри балансирів. У окремому випадку при переїзді через нерівності можливий відрив частини гусениці від землі з подальшим ударом. При найбільш складних триступінчастих балансирах максимально можливе число котків однієї гусениці не перевищує 16. Враховуючи, що навантаження на один коток у таких системах при русі не повинно по можливості перевищувати 22...23 тс найбільше навантаження на одну гусеницю рівне 360 тс. При необхідності збільшити навантаження застосовується установка подвійних опорних котків (подвійний шлях катання), що дозволяє довести навантаження на одну гусеницю до 720 тс. При 12 таких гусеницях маса машини може бути доведена до 9 тис. т, а при 16 гусеницях - до 12 тис. т. У багатогусеничних машинах пристосованість гусениць до поверхні ґрунту поліпшується застосуванням шарнірної підвіски звичайно кожної гусениці рідше - двогусеничного візка до дом-кратної опори (див. рис. 8.3). Цим забезпечується центральне навантаження на гусеницю, можливість зсуву рівнодіючої маси і зовнішніх сил, що зближує значення середнього і максимального тиску на ґрунт. Будова гусеничного ходу показана на рис. 8.5.

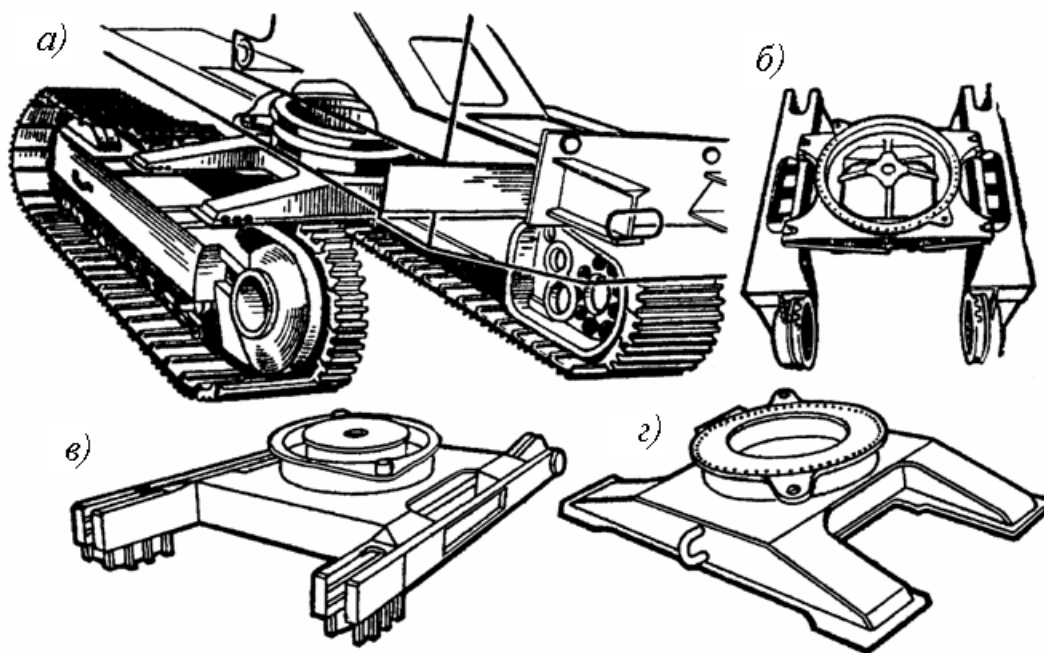


Рис. 8.5. Гусеничний хід:

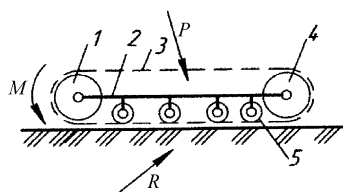


Рис. 8.6. Схема гусеничного механізму:

1 - приводне колесо; 2 - рама; 3 - гусениця; 4 - натяжне колесо; 5 - опорний коток; P - навантаження машини; M - момент приводного колеса; R - реакція основи

a - нижня рама з кронштейнами, з'єднана з гусеничними рамами; b - нижня зварна рама, з'єднана з гусеничними рамами; c - зварна нижня і гусеничні рами; d - нижня рама з кронштейнами для гусеничних рам

Основою гусеничного ходового обладнання служить механізм, що складається із замкнутого ланцюга (гусениці), натягнутого між зірочкою і натяжним колесом, і котків, які передають навантаження від машини через гілку ланцюга на ґрунт (рис. 8.6).

Багатоопорні гусениці застосовують частіше всього для екскаваторів, працюючих на ґрунтах слабкої і середньої міцності. Вони мають порівняно велике число котків невеликого діаметра, осі яких кріплять до гусеничної рами, а число ланок гусеничного ланцюга, незначно перевищує число котків. Тому гусеничний ланцюг не прогинається між котками. Це сприяє рівномірному розподілу тиску на ґрунт, але в той же час ускладнює подолання перешкод при пересуванні.

Малоопорні гусениці характеризуються малим числом опорних котків великого діаметру, певною нерівномірністю розподілу тиску на основу по їх довжині і кращим подоланням перешкод, а також кращою пристосованістю до нерівностей основи. Вони застосовуються для екскаваторів, що працюють на скельних і інших міцних ґрунтах.

Пристосованість опорної поверхні гусениці до місцевих нерівностей основи може бути підвищена з'єднанням по два або по три опорні катки малого діаметра в балансирні візки (рис. 8.7). Такі гусениці називаються багатоопорними м'якими. Крім того, може застосовуватися підресорювання балансирних візків і окремих котків.

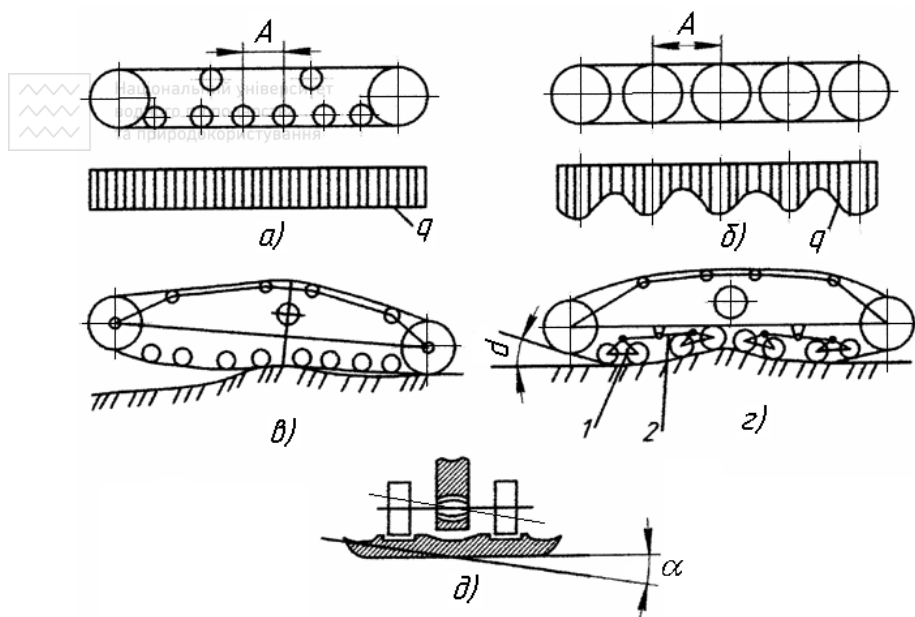


Рис. 8.7. Типи гусениць:

а - багатоопорна; б - малоопорна; в - жорстка; г - гнучка; д - кульове кріплення котків; 1 - каретка; 2 - балансир; α - кут повороту ланок гусениць в поперечному перетині; δ - кут нахилу нижньої гілки гусеничного ланцюга для роботи на слабких ґрунтах; А - крок опорних котків

робіт роздільно визначають складові опору, які потім підсумовують для конкретних розрахункових умов. Розрахунки проводять для двох найбільш характерних умов руху, прямолінійного і криволінійного. Потужність двигуна приймається за більшим тяговим зусиллям.

У першому випадку найбільше тягове зусилля S_m^{\max} визначається за сумою опорів, що становлять: W_1 - в гусеницях, W_2 - коченню, W_3 - вітру, W_4 - підйому.

Сила опору в гусеницях складається з сил опору в підшипниках опорних котків, ведучих і направляючих коліс, коченню опорних котків, вигинанню гусеничних ланцюгів на ведучих і направляючих колесах, руху верхньої частини ланцюга по підтримуючих котках. За М.Г.Домбровським і О.Г.Маєвським, сила опору в гусеницях

$$W_1 = f_2 G, \quad (8.2)$$

де: f_2 - коефіцієнт, що характеризує відносну величину внутрішніх опорів у гусеницях. З урахуванням можливого забруднення гусениць його приймають рівним 0,1 при установці опорних котків, натяжного і приводного коліс на підшипниках ковзання і 0,05 - на

Число і розміри гусениць в ходовій частині машини залежать від її маси, габаритів, робочого навантаження і допустимого тиску на ґрунт.

Найбільш поширене двохгусеничне ходове обладнання, але у важких і надважких машин число гусениць досягає чотири, восьми і навіть шістнадцяти. Для багатогусеничного ходового обладнання спеціально розраховують і конструюють вузли кріплення гусениць до рами, можливість розвороту машини і її вирівнювання.

У тягових розрахунках гусеничних машин для земляних

підшипниках кочення; G - сила тяжіння машини або результуюча вертикальних сил, прикладених до машини.

Опір коченню може бути визначений з умов збереження енергії. Робота сили тяги по подоланню опору коченню на шляху змінання ґрунту l

$$A_1 = W_2 l. \quad (8.3)$$

Робота, що витрачається на вертикальну деформацію ґрунту на цьому шляху

$$A_2 = p_{\max} b \cdot l \frac{h}{2} m, \quad (8.4)$$

де: p_{\max} - максимальний тиск під гусеницями з урахуванням їх конструктивних параметрів; b - ширина гусениці; $h = p_{\max} / p_0$ - глибина колії, утворюваною гусеницею (p_0 - коефіцієнт опору ґрунту зминанню); m - число гусениць.

Прирівнюючи вирази (8.3) і (8.4), отримаємо

$$W_2 = \frac{p_{\max}^2 b m}{2 p_0}. \quad (8.5)$$

Величини p_{\max} і p_0 приймають за довідковими даними.

Силу опору вітру знаходять за найбільшим тиском вітру p_e і розрахунковій площі парусності машини, що допускається

$$W_3 = p_e F_e. \quad (8.6)$$

Найбільший тиск вітру, що допускається, залежить від кліматичного району переважного використання екскаватора. Його приймають рівним не більше 500 Па, але частіше робота екскаватора припиняється при тиску вітру 300...400 Па. Площу парусності машини визначають як площу проекції екскаватора на площину, нормальну напрямку пересування екскаватора.

Силу опору підйому, враховуючи, що при малих кутах їх синус приблизно рівний тангенсу, визначають добутком сили тяжіння машини G на підйом шляху і

$$W_4 = G i. \quad (8.7)$$

Як показують розрахунки, основними складовими опору прямолінійному руху машини є опори в гусеницях і підйому.

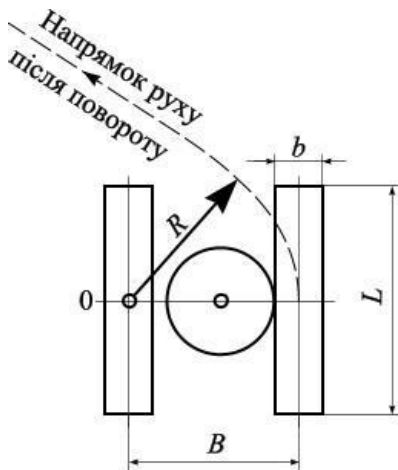


Рис. 8.8. Розрахунковою схемою для визначення тягового зусилля двогусеничного екскаватора при повороті

У разі криволінійного руху передбачається, що машина здійснює поворотний рух на горизонтальному майданчику навколо вертикальної осі, що проходить через центр тяжіння однієї з гусениць (рис. 8.8), і долає сили опору: $W_1^{нов}$ - в гусеницях, $W_2^{нов}$ - коченню, $W_3^{нов}$ - вітру і $W_5^{нов}$ - повороту гусениць.

Сила опору в забігаючій гусениці

$$W_1^{нов} = f_2 k G_3, \quad (8.8)$$

де: k - коефіцієнт збільшення внутрішніх опорів при повороті, що враховує додаткові опори від дії поперечних сил на котки; за експериментальними даними $k=1,2...1,3$ при радіусі повороту, меншому або рівному п'ятикратній довжині гусениці, і $k=1$ при радіусі повороту більше п'ятикратної довжини гусениці; G_3 - навантаження забігаючої гусениці на ґрунт, приймається рівною $\frac{G}{2} \left(1 + \frac{2r}{B} \right)$, де: B - відстань між поздовжніми осями

гусениць; r - ексцентриситет результуючої сил тяжіння машини.

Силу опору коченню при повороті приймають такою ж, як при прямолінійному русі машини

$$W_2^{нов} = W_2. \quad (8.9)$$

Силу опору вітру обчислюють з урахуванням можливої асиметрії парусної поверхні екскаватора при поворотному русі, коли точка прикладання сили тиску вітру може не співпадати з осовою площиною опорної поверхні екскаватора:

$$W_3^{нов} = p_e F_e \left(\frac{1}{2} + \frac{e_e}{B} \right). \quad (8.10)$$

де e_e - відхилення точки прикладання сили вітру від вертикальної осової площини машини.

Результуюча сила опорів повороту гусениць обчислюється діленням моменту всіх сил опору гусениці повороту $M^{нов}$ на відстань між гусеницями B :

$$W_5^{нов} = \frac{M^{нов}}{B}. \quad (8.11)$$

Для двогусеничної машини з балансирною підвіскою опорних котків і статично визначеною або чотириточковою системою спирання момент сил опору повороту

$$M^{нов} = \frac{\mu GL_e}{4}, \quad (8.12)$$

де: μ - коефіцієнт сил опору повороту, що приймається за довідковими даними; L_e - довжина опорної площі гусениць.

У разі застосування гусениць із статично невизначеною системою спирання при числі опорних точок більше чотирьох, коли можлива передача тиску тільки через крайні опорні точки сил опору повороту, момент сил опору повороту

$$M^{нов} = \frac{\mu Ga}{2}, \quad (8.13)$$

де a - відстань між крайніми опорними точками гусениці.

Розрахунки і експериментальні дослідження показують, що необхідна сила тяги в гусениці при повороті двогусеничної машини перевищує силу тяги при прямолінійному русі. Тому визначальним у тяговому розрахунку гусеничних машин є зазвичай режим повороту.

Міцність опорних деталей і нижньої рами гусеничної машини для земляних робіт великою мірою залежить від горизонтальних сил, що діють при повороті на опорні котки по осях обертання опорних котків. Експериментально встановлено, що горизонтальні навантаження на опорні катки розподіляються лінійно по довжині гусениць - від нуля в середині гусениці до найбільшої величини по її кінцях. Розміри опорних котків вибирають по найбільшому навантаженню на кінцях гусениці. Такий розподіл горизонтальних сил приймається до уваги при розрахунку балансирів і рами гусеничного візка.

8.3. Пневмоколісне обладнання

Широке застосування пневмоколісного ходового обладнання в машинах для земляних робіт пояснюється об'єднанням у ньому функцій рушія, що перетворює обертальний рух приводних коліс у поступальний хід машини; підтримуючого пристрою, який передає навантаження від машини на основу; направляючій частині машини, що забезпечує збереження або необхідну зміну напрямку її руху; пружного елемента, який гасить або зменшує її коливання під час роботи або переміщення.

Пневмоколісне ходове обладнання (рис. 8.9, а) складається з коліс з пневматичними шинами, що встановлюються на мости і осі. Привод пневмоколісного ходового обладнання має спеціальну трансмісію (рис. 8.9, б, в).

Під пневматичною шиною мають на увазі гумовотканинну оболонку на ободі колеса машини із стиснутим у ній повітрям. Шина складається з покришки з протектором (масивним гумовим шаром з виступами для кращого зчеплення з ґрунтом), каркаса з прогумованого корду, бортів для зміцнення покришки на ободі колеса, а також камери для утримання повітря (у колесах з камерами).

У машинах для земляних робіт застосовують у більшості випадків пневматичні шини низького тиску (балони), в яких тиск повітря 0,12...0,25 Па. Останнім часом для зниження тиску на ґрунт все ширше починають використовувати шини наднизького тиску (надбалони)

з тиском повітря 0,05-0,08 Па. Вони відрізняються від шин низького тиску більшою еластичністю і уширеним профілем.

Розрізняють камерні і безкамерні пневматичні шини. Останні отримують все більше застосування завдяки великим, в порівнянні з камерними, надійністю і безпекою руху. В них завдяки пружності матеріалу при проколі стискається отвір і вихід повітря з шини затрудняється. Повітря в ці шини накачують в простір між покриткою і герметичним ободом колеса. Безкамерні шини мають підвищену міцність і кращий теплообмін через обод колеса. Тому термін служби їх більший, ніж у камерних шин приблизно на 20%.

Все більш широко застосовуються шини з високими ґрунтозачепами, які показують зчеплення з ґрунтом, а також аромні шини. Широкий профіль і низький тиск повітря в них сприяють зменшенню тиску на ґрунт. У поєднанні із спеціальним рисунком поверхні протектора вони значно підвищують тягові якості машини на ґрунтах з низькою несучою здатністю.

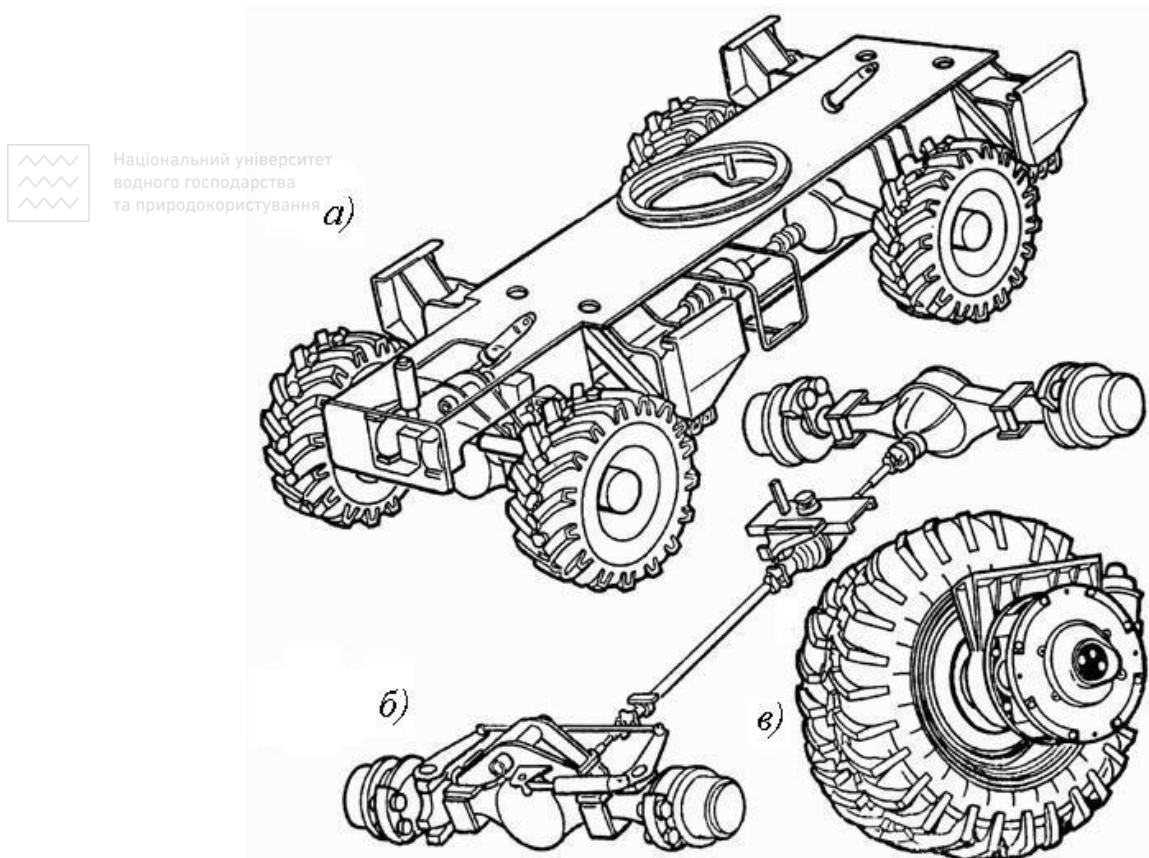


Рис. 8.9. Пневмоколiсний хiд:

а - шасi в зборi; б - ходовий механiзм у зборi; в - мотор-колесо

Основні вимоги до шин полягають в працездатності при заданих навантаженнях і дальності пробігу, достатньому зчепленні з ґрунтом, самоочищенню від налиплого ґрунту, надійності і міцності в різних умовах експлуатації.

Міцність і здатність шин залежить в першу чергу від конструкції і міцних властивостей їх корду. Для підвищення цих властивостей все ширше починає застосовуватися нейлоновий корд.

Зчіпні якості шин і їх здатність самоочищатися від налиплого ґрунту у великій мірі залежать від рисунка протектора.

Вантажопідйомність шин оцінюється найбільшою допустимою масою вантажу, яку здатний в один прийом перевезти даний транспортний засіб. Для шин, що випускаються, вона досягає 15 т, ведуться дослідження по доведенню найближчим часом вантажопідйомності шин, що випускаються до 41 т.

Конструкція і ефективність пневмоколісного ходового обладнання визначаються умовами взаємодії пневмоколеса з ґрунтом. Залежно від механічних властивостей пневматичної шини і ґрунту в масиві, по поверхні якого вона перекочується, розрізняють три характерні випадки їх взаємодії: деформується тільки ґрунтовий масив; деформується тільки пневматична шина; деформується як пневматична шина, так і ґрунтовий масив під шиною.

Перший випадок взаємодії відповідає умовам, при яких жорсткість колеса в багато разів перевищує жорсткість ґрунту. В другому випадку жорсткість ґрунту в масиві набагато більша жорсткості пневматичної шини. В третьому, найбільш загальному випадку взаємодії, жорсткості ґрунту і шини співрозмірні, тому в розрахунках тягової сили необхідно брати до уваги фізико-механічні властивості і ґрунту і шини.

У тягових розрахунках машин з пневмоколісним ходовим обладнанням визначальне значення мають три чинники взаємодії ґрунту і колеса з пневматичною шиною: опір коченню, тертя і зчеплення.

Опір коченню залежить від модуля деформації ґрунту, зменшуючись з його збільшенням, і від швидкості відновлення пружної деформації ґрунту: чим вона більша, тим менше опір. Опір коченню знижується при підвищенні радіуса каркаса і збільшенні радіуса пневматичної шини.

У розрахунках опір коченню характеризується коефіцієнтом опору коченню, рівним відношенню коефіцієнта тертя другого роду (тертя кочення) до силового радіуса колеса або, для веденого колеса, відношенню сили, прикладеної до осі колеса, під дією якої відбувається кочення, до вертикального навантаження на колесо (рис. 8.10). Цей коефіцієнт - величина змінна, залежна від тиску повітря в шині, стану ґрунту і ряду інших чинників. Але в практичних розрахунках його вважають постійним для даних коліс і ґрунту.

Характерна особливість взаємодії пневмоколеса з ґрунтом полягає в ковзанні по поверхні кочення, що призводить до зниження швидкості поступальної ходи і втрати енергії. Прослизання пневматичної шини по поверхні кочення вбік, протилежній напрямку поступальної ходи колеса, називається буксуванням.

Ковзання колеса оцінюють коефіцієнтом буксування δ_k , або швидкісним коефіцієнтом корисної дії колеса з СК.

Коефіцієнт $\eta_{ск}$ - величина менше одиниці, яка визначається відношенням сумарного числа обертів колісного рушія за час проходження ділянки шляху в режимі вільного колеса до оборотів за час проходження цієї ж ділянки шляху в режимі ведучого колеса.

Коефіцієнт буксування

$$\delta_k = 1 - \eta_{ск}. \quad (8.14)$$

Змінам коефіцієнта $\eta_{ск}$ від 1 до 0 і δ_k від 0 до 1 відповідає зміна сили тяги колісного рушія від найбільшого значення до нуля.

М.О.Ульянов у результаті узагальнення експериментальних даних запропонував для визначення коефіцієнта δ_k (у відсотках) емпіричну формулу

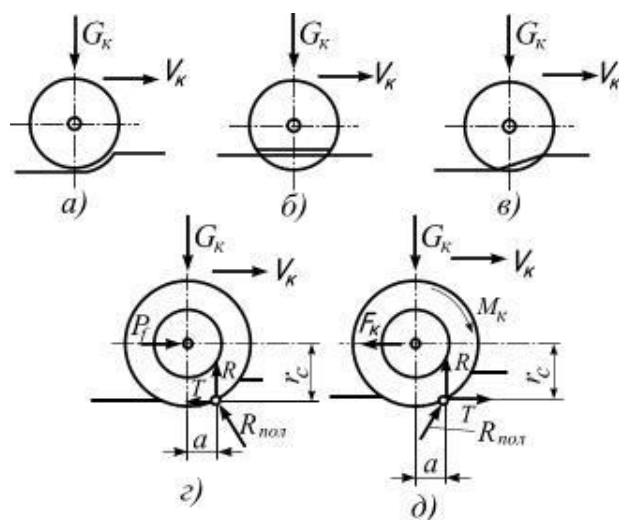


Рис. 8.10. Схеми взаємодії ґрунту з основою колеса на пневматичних шинах:

а - дуже жорстке колесо (деформується тільки масив); б - дуже податливе (деформується тільки колесо); в - одночасна деформація ґрунту і колеса; г - сили, що діють на ведене колесо; д - те ж, на ведуче колесо

$$\delta_k = A \frac{P_k}{R} + B \left(\frac{P_k}{R} \right)^n, \quad (8.15)$$

де: P_k - колова сила при буксуванні, що характеризується величиною δ_k ; R - нормальна реакція ґрунту колесу; A, B, n - коефіцієнти, залежні від типу шин, тиску повітря і ґрунтових умов.

Із суті коефіцієнта δ_k виходить, що збільшення тягового зусилля при даному нормальному навантаженні пов'язане із збільшенням проковзування колеса. При досягненні сили тяги, яка відповідає $\delta_k=1$, колесо повністю просковзує, його поступальний рух припиняється. Це явище пов'язане з поняттям зчеплення колісного рушія з поверхнею кочення.

Рушій, взаємодіючи з поверхнею кочення, перетворить крутний момент, який підводиться до нього від двигуна в силу тяги. При певних вертикальних навантаженнях на вісь колеса і при конкретних ґрунтах тягове зусилля обмежене величиною, обумовленою зчепленням колеса з основою, і характеризується коефіцієнтом зчеплення φ , рівним відношенню максимальної колової сили, яка визначається умовами зчеплення шини колісного рушія з поверхнею кочення, до нормальної реакції ґрунту на колісний рушій

$$\varphi = \frac{P_{k_{\max}}}{R} = \frac{T_{\max} + P_f}{R}, \quad (8.16)$$

де T_{\max} - максимальна складова дотична реакція ґрунту на колесо.

Дослідженнями встановлений зв'язок між коефіцієнтом буксування пневмоколісного рушія і характерними режимами роботи машини. При $\delta_k=0,1$ колісний рушій працює з максимальним ККД; при $\delta_k=0,2$ досягається максимальна тягова потужність; при $\delta_k=0,3$ розвивається найбільша стійка сила тяги, а при $\delta_k=1$ - максимальна короткочасна сила тяги.

До основних параметрів колеса з пневматичною шиною відносять радіус колеса r , ширину профілю шини B , тиск повітря в шині P_{ω} , нормальну деформацію шини λ , силовий радіус r_c , вертикальне навантаження на колесо G_k і рисунок протектора.

Кочення веденого колеса, навантаженого вертикальною силою G_k відбувається під дією сили P_f прикладеної до його осі (див. рис. 8.10, з) На ділянці контакту виникають реактивні сили з рівнодіючою $R_{\text{пол}}$. З умови рівноваги колеса

$$P_f = R \frac{a}{r_c}, \quad (8.17)$$

де: a - коефіцієнт тертя другого роду (тертя кочення); r_c - силовий радіус.

Відношення $a/r_c=f$ називається коефіцієнтом опору коченню. Оскільки $R=G_k$, то $P_f=G_k f$.

При коченні ведучого колеса (див. рис. 8.10, д) на вісь діє вертикальне навантаження G_k і реакція від рами машини F_k . Для кочення колеса до нього необхідно прикласти крутний момент M_k . У місці контакту шини з опорною поверхнею виникають реактивні сили з рівнодіючою $R_{\text{пол}}$. З умови рівноваги

$$M_k = T r_c + R a. \quad (8.18)$$

Розділивши цю рівність на r_c , отримаємо

$$\frac{M_k}{r_c} = T + R \frac{a}{r_c}. \quad (8.19)$$

Відношення $\frac{M_k}{r_c} = P_k$ називається коловою силою ведучого колеса.

Так як $T=F_k$ і $R=G_k$, то

$$P_k = T + G_k f, \quad (8.20)$$

або

$$P_k = T + P_f. \quad (8.21)$$

Число коліс в ходовому обладнанні залежить основним чином від маси машини, її робочого навантаження і несучої здатності коліс. Їх розташування диктується вимогами стійкості машини, її маневреності, а також стійкості руху. Найчастіше зустрічаються схеми,

показані на рис. 8.11, а, б, в. При цьому частина коліс (передні або задні) або всі колеса роблять керованими. Напрямок руху колісних машин змінюють поворотом керованих коліс під час руху.

Деякі машини не мають керованих коліс. У цих випадках поворот здійснюється за рахунок різниці швидкостей обертання коліс правого і лівого борту або ж обертанням їх в протилежних напрямках. Такий поворот називається бортовим.

Щоб уникнути ковзання колеса повинні переміщатися по дугах концентричних кіл (рис. 8.11, з, д). Тому кут повороту внутрішнього колеса β повинен бути більше кута повороту зовнішнього колеса α , для чого в механізм повороту вводять шарнірну чотириланкову систему АВСВ (рульову трапецію). Якщо B - ширина колії, а L - база колісного ходу, то правильна робота механізму забезпечується за умови

$$\frac{B}{L} = \operatorname{ctg} \alpha - \operatorname{ctg} \beta. \quad (8.22)$$

Маневреність машини залежить від радіусу повороту $R_{\text{пов}}$. Кут α зазвичай рівний $40 \dots 45^\circ$.

У тривісному ходовому обладнанні можливо деяке ковзання коліс. Для його зменшення відстань між некерованими другою і третьою осями повинна бути як можна меншою.

Машини з усіма керованими колесами (рис. 8.11, д) володіють значно більшою маневреністю. Крім того, коли колеса повернені паралельно, можливий бічний (косий) рух машини, що зручно при об'їзді перешкод. Машини на базі одновісних тягачів змінюють напрямок руху поворотом передньої осі (рис. 8.11, е).

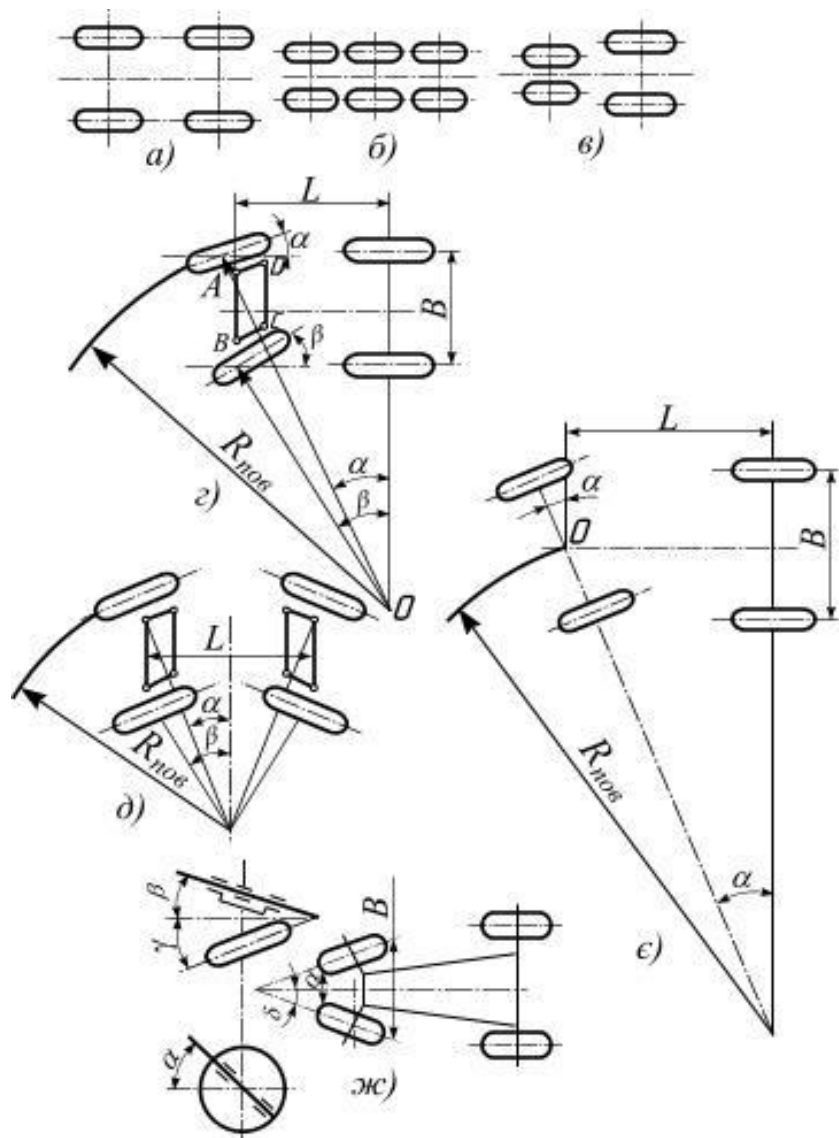


Рис. 8.11. Схеми розстановки і повороту коліс ходового обладнання в плані:

а - чотириколісне при однаковій розстановці передніх і задніх коліс; *б* - шестиколісного; *в* - чотириколісне зі зближеними передніми колесами; *г* - схема повороту двовісних машин з двома керованими колесами; *д* - те ж, зі всіма керованими колесами; *е* - колісне ходове обладнання з керованою віссю; *ж* - установка передніх коліс

Рівняння тягового балансу самохідного скрепера з гусеничним штовхачем у режимі найбільшої стійкості сили тяги при правильному агрегуванні має вигляд

$$T = T_{\text{тяг}} + T_{\text{шт}} = W, \quad (8.23)$$

де: $T_{\text{тяг}}$ і $T_{\text{шт}}$ - найбільші стійкі сили тяги тягача і штовхача; W - сума опорів, що виникають при наборі ґрунту в ківш у завершальній стадії наповнення.

Найбільші стійкі сили тяги тягача і штовхача декілька менші короточасної максимальної сили тяги, що розвивається при буксуванні і визначається по умовах зчеплення. Якщо позначити коефіцієнти використання максимальної сили тяги за умовами зчеплення для тягача і штовхача відповідно $k_{\text{тяг}}$ і $k_{\text{шт}}$, то розрахункові зусилля тягача і штовхача

$$T_{\text{тяг}} = k_{\text{тяг}} \varphi_{\text{тяг}} R_{\text{тяг}} = k_{\text{тяг}} T_{\varphi \text{ тяг}}, \quad (8.24)$$

$$T_{\text{шт}} = k_{\text{шт}} \varphi_{\text{шт}} R_{\text{шт}} = k_{\text{шт}} T_{\varphi \text{ шт}}, \quad (8.25)$$

де: $\varphi_{\text{тяг}}$ і $\varphi_{\text{шт}}$ - коефіцієнти зчеплення з ґрунтом тягача і штовхача; $R_{\text{тяг}}$ і $R_{\text{шт}}$ - нормальні реакції ґрунту тягачу і штовхачу; $T_{\varphi \text{ тяг}}$ і $T_{\varphi \text{ шт}}$ - максимальні сили тяги, визначувані умовами зчеплення з ґрунтом рушіїв тягача і штовхача.

Тоді розрахункове зусилля штовхача на робочій передачі

$$T_{\text{шт}} = W - k_{\text{тяг}} \varphi_{\text{тяг}} R_{\text{тяг}}. \quad (8.26)$$

Наступним етапом розрахунку є визначення мінімальної розрахункової робочої швидкості руху штовхача.

Умова правильного агрегування задоволена, якщо дійсні швидкості руху тягача і штовхача рівні між собою під час роботи на режимах зусиль $T_{\text{тяг}}$ і $T_{\text{шт}}$.

Цей етап розрахунку, за М.О.Ульяновим, виконується за допомогою графіків тягових характеристик штовхача і тягача, представлених залежностями $N_{\text{тяг}}(T)$, $\vartheta_{\text{тяг}}(T)$, $\delta_{\text{тяг}}(T)$ і $N_{\text{шт}}(T)$, $\vartheta_{\text{шт}}(T)$, $\delta_{\text{шт}}(T)$. За тяговою характеристикою штовхача знаходять $\vartheta_{\text{шт}}$ і $\delta_{\text{шт}}$, відповідні розрахунковому зусиллю штовхача, а за тяговою характеристикою тягача - $T_{\text{тяг}}$ і $\delta_{\text{тяг}}$ при $\vartheta_{\text{тяг}} = \vartheta_{\text{шт}}$.

Потужність, що розвивається двигуном тягача на даному режимі

$$N_{\text{тяг}} = \frac{T_{\text{тяг}} + fG}{\eta_m (1 - \delta_{\text{тяг}})} \vartheta_{\text{тяг}}. \quad (8.27)$$

Потім визначають за регуляторною характеристикою двигуна тягача швидкість обертання колінчастого вала, відповідну необхідній потужності, передавальне число трансмісії на першій робочій передачі тягача, мінімальну розрахункову робочу швидкість тягача, число передач і ряд передавальних чисел.

Використання тягових характеристик дозволяє також вирішувати ряд інших завдань за тяговими розрахунками скреперів. Наприклад, для самохідного скрепера з тягачем можна знайти частину тягового зусилля, що витрачається на подолання робочого опору, за яким потім можна визначити режим копання ґрунту.

8.4. Крокуюче обладнання

Крокуюче обладнання всіх видів складається з крокуючого механізму з відповідним приводом опорних башмаків і опорної бази. Пересування машини здійснюється в результаті попереминого опираання башмаками або базою з відповідним винесенням башмаків і перенесенням бази в напрямку переміщення (рис. 8.12).

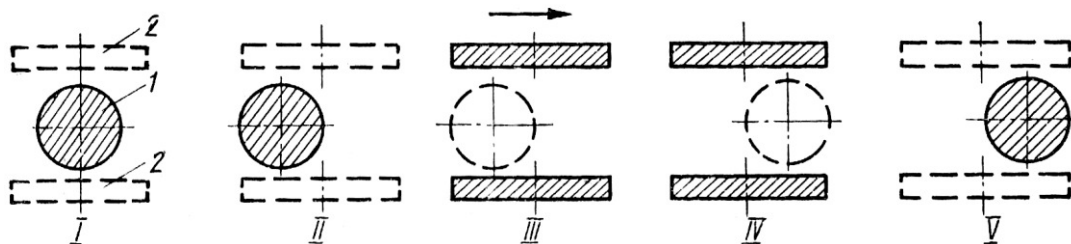


Рис. 8.12. Послідовні положення бази 1 і башмаків 2 під час крокування:

I - початкове положення (машина спирається базою, башмаки підведені і подаються в перед по ходу машини); *II* - спирається базою, башмаки виносяться вперед; *III* - спирається башмаками, база піднімається; *IV* - спирається башмаками, база переноситься вперед; *V* - спирається базою, башмаки піднімаються

За типом привода розрізняють гідравлічне і механічне крокуюче ходове обладнання, серед механічних його видів розрізняють ексцентрикове, кривошипно-шарнірне і кривошипно-повзункове. Оригінальністю пристрою і дії відрізняється важільна – гідравлічний крокуючий механізм, вперше розроблений і застосований конструкторами заводу “Уралмаш”.

Цей механізм (рис. 8.13, *а*) складається з двох підйомних 2 і двох допоміжних 3 гідравлічних циліндрів, двох опорних башмаків 4, шарнірно підвішених до гідравлічних циліндрів з обох боків екскаватора за допомогою траверс 1, двох гідромеханічних захватів, гідравлічної установки і допоміжних вузлів. Крокуючий механізм керується автоматично. Екс-центриковий крокуючий механізм (рис. 8.13, *б*) складається з опорних башмаків 4, литих рам 5, ексцентриків 7 і вала закріпленого впоперек платформи екскаватора. Рами ексцентриків прикріплені до башмаків шарнірно, що сприяє вписуванню башмаків в нерівності рельєфу. Рами виготовляють роз'ємними. В них знаходяться ексцентрики. Із зовнішньої сторони рам до них приєднують хрестоподібні відливання 8 з вертикальним прорізом, у який поміщається палець 6 кривошипа. Ексцентрик насаджений на квадратний хвостовик і забезпечений ре-бордами, якими він утримується в рамах.

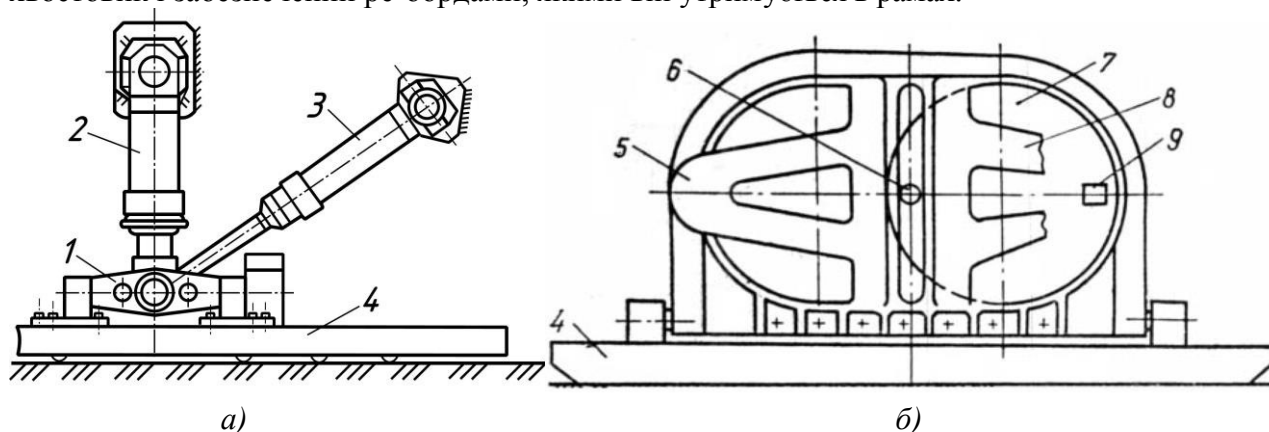


Рис. 8.13. Крокуючі механізми:

а - гідравлічний; *б* - ексцентриковий; 1 - траверса; 2 - підйомний циліндр; 3 - допоміжний циліндр; 4 - опорний башмак; 5 - лита рама; 6 - палець кривошипа; 7 - ексцентрик; 8 - хрестовина; 9 - квадратний хвостовик

Незалежно від виду крокуючого механізму у момент безпосереднього пересування екскаватор спирається на два башмаки і частину бази (база не повністю відривається від ґрунту). Центр тяжіння екскаватора в цей час знаходиться спереду крокуючого механізму. Тому екскаватор може пересуватися тільки у напрямі протиаги.

При будь-якому виді крокуючого ходового обладнання цикл руху при переміщенні екскаватора складається з подачі башмаків у напрямі пересування екскаватора (рис. 8.14), опускання башмаків на опору, підйому екскаватора, його перенесення, спирання бази і підйому башмаків в початкове положення для подальшого крокування.

У положенні *I* поршні важільно-гідравлічного крокуючого механізму повністю втягнуті в середину циліндрів, а опорні башмаки займають граничне верхнє положення і не перешкоджають обертанню поворотної частини екскаватора. Щоб поршні циліндрів і опорні башмаки не опускалися в результаті витікання робочої рідини з нижніх порожнин циліндрів, використовуються гідромеханічні захвати. В момент початку крокування циліндри приймають вертикальне положення і опорні башмаки переміщуються вперед за ходом машини. Верхні порожнини підйомних циліндрів з'єднані з магістраллю тиску. При подачі рідини у верхню порожнину поршні опускаються і опорні башмаки укладаються на ґрунт. При подальшому надходженні рідини у верхні порожнини підйомні циліндри піднімають екскаватор. Оскільки центр тяжіння екскаватора розташований між опорою підйомних циліндрів і передньою стінкою кузова, екскаватор, піднімаючись, повертається навколо передньої кромки опорної бази. При підйомі екскаватора на висоту, відповідну максимальному ходу поршня підйомних циліндрів, верхні порожнини допоміжних циліндрів з'єднуються із зливною лінією, а нижні з магістраллю тиску. Внаслідок цього екскаватор, рухаючись вбік, протилежний стрілі, переміщається на величину кроку. Подальше крокування продовжується до тих пір, поки машиніст не вимкне крокуючий механізм.

Перевагою гідравлічного крокуючого обладнання в порівнянні з механічним є плавність роботи і можливість більш рівномірного розподілу тиску на ґрунт, недоліком - порівняно низький ККД (близько 0,6) і складність привода. Механічне крокуюче обладнання звичайно застосовують в екскаваторах масою до 200 т, гідравлічне - для більш важких. Інші типи ходового обладнання (крокуючо-рейкове, рейкове, рейково-гусеничне) в машинах для земляних робіт застосовуються менше. Переважаюча область їх використання - важкі і спеціальні машини для відкритих гірських робіт.

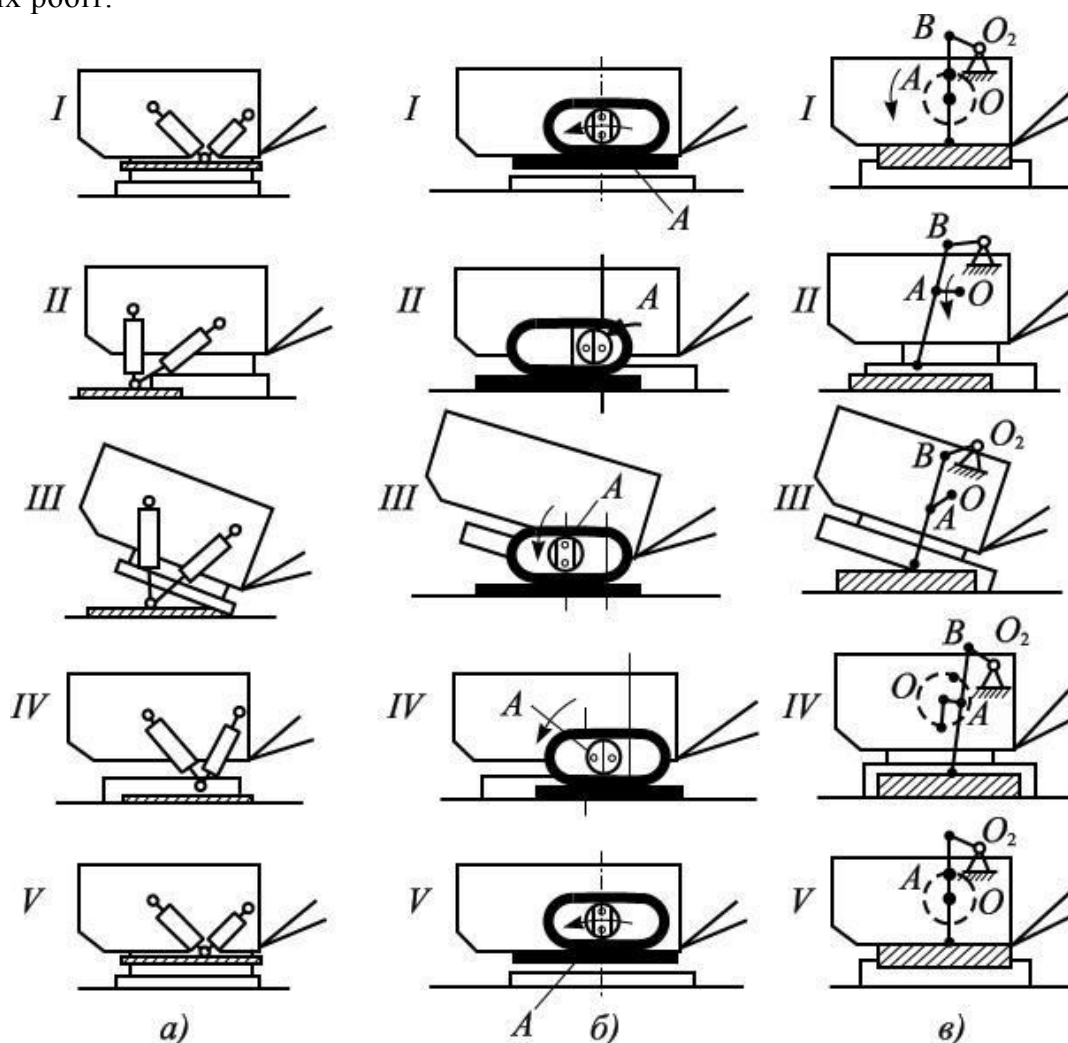


Рис. 8.14. Схеми крокуючих ходових пристроїв:

а - важільно-гідравлічного; *б* - ексцентрикового; *в* - кривошипно-важільного з серьгою; *I - V* - послідовні положення крокуючого механізму

Контрольні питання

1. Загальні відомості. Порівняння типів ходового обладнання машин для земляних робіт.
2. Основні схеми колісних на пневмошинах і гусеничних рушіїв дорожніх машин.
3. Системи гусениць для машин.
4. Гусеничне ходове обладнання для будівельних машин. Типи гусениць. Багатогусеничні системи.
5. Загальна будова гусеничного ходу.
6. Тягові розрахунки гусеничних машин для земляних робіт.
7. Загальна будова пневмоколісного ходу.
8. Схеми взаємодії ґрунту з основою колеса на пневматичних шинах. Коефіцієнт буксування, коефіцієнт зчеплення. Колова сила ведучого колеса.
9. Рівняння тягового балансу.
10. Крокуюче обладнання. Крокуючі механізми. Будова. Робота.



Національний університет
водного господарства та природокористування

Розділ другий. ОДНОКІВШЕВІ ЕКСКАВАТОРИ

9. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ І КЛАСИФІКАЦІЯ

9.1. Призначення і загальна будова

Одноківшевий екскаватор є основною землерийною машиною у будівництві. Цими машинами виконується біля половини об'ємів земляних робіт. Їх використовують при будівництві промислових і цивільних будівель і споруд, автомобільних доріг і залізниць, аеродромів, гідротехнічних систем і нафтопроводів, у кар'єрах при добуванні будівельних матеріалів і інших корисних копалин. З їх допомогою відривають котловани, траншеї, канали, а також розробляють виїмки, насипи і оздоблюють відкоси та стінки.

Одноківшеві екскаватори можуть успішно працювати у ґрунтах різної міцності. При розробці ґрунтів I - II категорій вони не потребують попереднього розпушування забою. І тільки при роботі у важких мерзлих та скельних ґрунтах необхідно виконувати попереднє розпушення забою вибухом або за допомогою розпушувачів.

Одноківшевими екскаваторами можлива розробка ґрунту як вище, так і нижче рівня майданчика їх встановлення. Вони можуть працювати у стиснених умовах і розробляти ґрунт під водою, вивантажуючи його у транспортні засоби або у відвал.

Для ефективного виконання різноманітних земляних та інших робіт у будівництві екскаватор може бути обладнаний декількома видами змінного робочого обладнання, що дозволяє їх називати універсальними.

Одноківшевий екскаватор (рис. 9.1) у більшості випадків складається з ходового обладнання 1 і поворотної частини 2, з'єднаних між собою опорно-поворотним пристроєм 3. Поворотна частина виконана у вигляді рами. На ній встановлене робоче обладнання - стріла 4 і привод, який за допомогою силової установки і трансмісії приводить у рух робоче обладнання і ходовий пристрій. У передній частині на рамі розташована кабіна 10 з органами керування машиною.

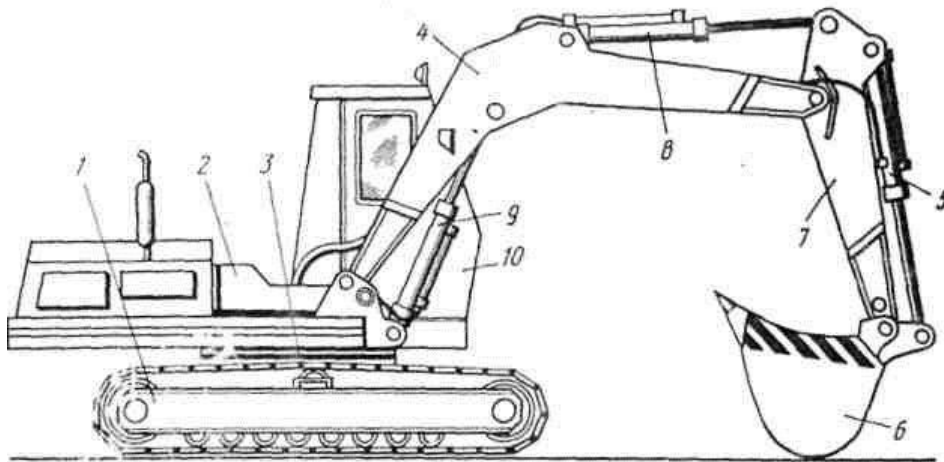


Рис. 9.1 Одноківшевий будівельний екскаватор:

1 - ходовий пристрій; 2 - поворотна платформа; 3 - опорно-поворотний пристрій; 4 - стріла; 5 - гідроциліндр повороту ковша; 6 - ківш; 7 - рукоять; 8 - гідроциліндр повороту рукояті; 9 - гідроциліндр повороту стріли; 10 - кабіна

9.2. Типи одноківшевих екскаваторів і їх принципові особливості

Одноківшеві екскаватори діляться на гідравлічні і канатні.

У гідравлічних екскаваторів (див. рис. 9.1) робоче обладнання виконано з шарнірно з'єднаних елементів, які можуть повертатися як один відносно другого, так і відносно поворотної платформи у вертикальній площині. Передача енергії від силової установки до елементів робочого обладнання здійснюється за допомогою рідини, що переміщується по трубопроводах. Кінцеві ланки привода в цьому випадку являють собою гідроциліндри з

поршнями і штоками. Виконання привода в такому вигляді дозволяє спростити трансмісію, оптимально скомпонувати обладнання на платформі, забезпечити регулювання швидкостей в широкому діапазоні, надійно захистити від перевантажень, підвищити ефективність використання потужності двигуна, автоматизувати керування і розширити технологічні можливості екскаваторів, застосовуючи велику кількість видів змінного робочого обладнання.

Всі ці позитивні якості, які виникають при застосуванні гідропривода, відкривають можливості для створення екскаваторів малих розмірів і маси при великих зусиллях на різучій крайці їх робочого органа і високій продуктивності. Однак виготовлення елементів і гідроагрегатів привода вимагає застосування високоточного станочного обладнання і спеціальних вимірювальних і інших пристроїв. Це обумовлює більш високу вартість машин з таким приводом.

У канатних екскаваторах (рис. 9.2) енергія від силової установки - двигуна 3 до елементів робочого обладнання передається за допомогою механічних передач. Кінцеві ланки їх виконані у вигляді канатів. Механічні передачі потребують розгалуженого кінематичного зв'язку між елементами передач і значного місця для розташування їх на платформі. У порівнянні з гідравлічним екскаватором при рівній місткості ковша канатний екскаватор має більші розміри і масу. Однак елементи привода і органів керування прості у виготовленні, що визначає більш низьку вартість канатних екскаваторів.

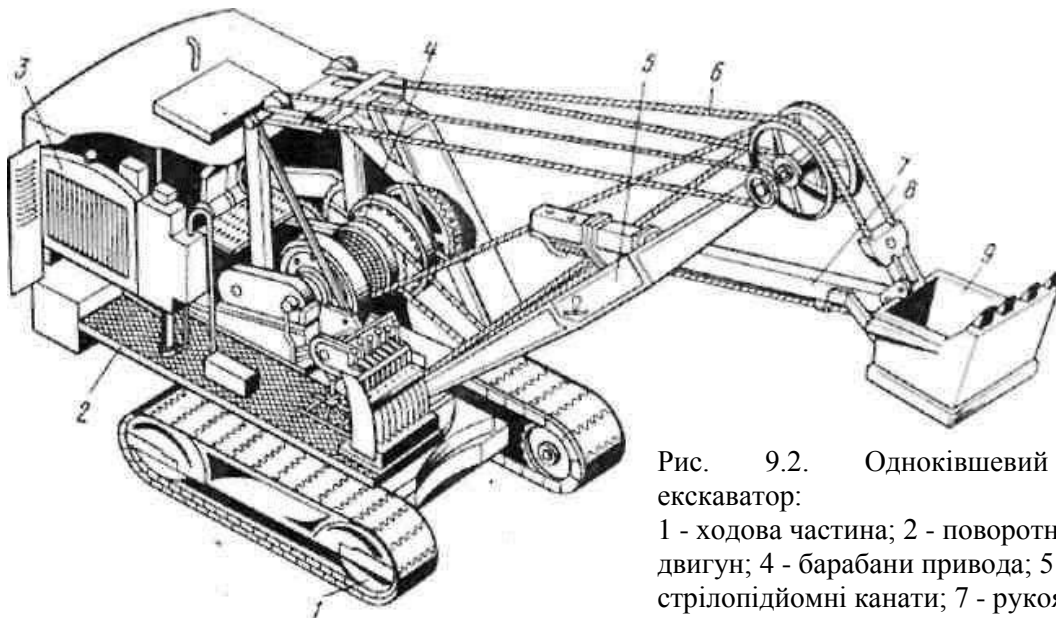


Рис. 9.2. Одноківшевий канатний екскаватор:
1 - ходова частина; 2 - поворотна платформа; 3 - двигун; 4 - барабани привода; 5 - стріла; 6 - стрілопідйомні канати; 7 - рукоять; 8 - канати підйому ковша; 9 - ківш

До суттєвих переваг канатних екскаваторів у порівнянні з гідравлічними можна віднести також можливість їх роботи при обладнанні прямою лопатою в більш високому без утворення навісу забої і використання їх з обладнанням драглайна, яке отримало широке застосування в будівництві і при видобуванні корисних копалин.

9.3. Класифікація одноківшевих екскаваторів

Одноківшеві екскаватори є землерийними машинами циклічної дії. Основна частина з них відноситься до універсальних машин. На них можна встановлювати обладнання для розробки ґрунту, підйому вантажів, забивання паль і виконання інших робіт. Незначна кількість їх працює тільки з одним видом робочого обладнання. В основному це машини великої потужності.

За призначенням одноківшеві екскаватори бувають:

- будівельні і будівельно-кар'єрні, з місткістю ковша 0,015-10 м³ і масою 0,25-250 т;
- кар'єрні з ковшем місткістю 2-20 м³ і масою 40-900 т;
- розкривні з ковшем місткістю 4-160 м³ і масою 170-13000 т, призначені для

видобування корисних копалин у гірничій промисловості і виконання земляних робіт великих об'ємів, наприклад, у гідротехнічному будівництві;

- тунельні і шахтні зі зменшеними розмірами робочого обладнання, з ковшем місткістю 0,5-1 м³ і масою 15-30 т, призначені для підземних робіт.

Для скороченого позначення різних за виконанням моделей будівельних екскаваторів користуються системою індексів типу ЭО-0000. Перша цифра після дефісу позначає розмірну групу екскаватора, якій відповідає певна місткість ковша, друга цифра - тип ходового обладнання, третя - виконання робочого обладнання (з гнучкою або жорсткою підвіскою), четверта - номер моделі (табл. 9.1).

Таблиця 9.1

Індексація одноківшевих екскаваторів

Национальный университет
водного хозяйства
и природопользования

ЭО -

Чергова модернізація

А

Б

В

...

Кліматичні виконання

Північні

Тропічні

Для вологих тропіків

С, хл




Т








ТВ

Якщо не було модернізації

Порядковий номер моделі даного типорозміру

Розмірна група	Маса експлуатаційна, т	Потужність основного двигуна, кВт (приблизна)	Місткість ковша (геометрична), м³
1	3...3,5 5,5...6	22,1	0,15...0,4
2	5,5...6,5 8,5...9,5	34,6	0,25...0,65
3	12...7	36,8...58,9	0,4...1,0
4	19...30	58,9...95,7	0,65...1,6
5	36...40	95,7...147,2	1,0...2,5
6	56...60	161,9...257,6	1,6...4,0
7	88...95	279,7...404,8	2,5...6,3
8		Резерв	

Виконання робочого обладнання		
Індекс	Найменування	Схема
1	З канатною підвіскою	
2	Із жорсткою підвіскою	
3	Телескопічне	
4		Резерв
5		

Тип ходового обладнання		
Індекс	Умовні позначення	Схема
1	Г	
2	Гу	
3	П	
4	Сш	
5	А	
6	Тр	
7	Пр	
8		Резерв
9		

За числом встановлених двигунів екскаватори бувають одно- та багатодвигуновими. У першому випадку привод має один двигун і енергія від нього передається до елементів робочого обладнання і механізмів через декілька трансмісій, що розгалужуються. У другому випадку елементи робочого обладнання і механізми приводяться від декількох двигунів. Причому, якщо кожний робочий рух елементів обладнання або механізмів здійснюється від окремого двигуна, то екскаватор називають екскаватором з індивідуальним приводом. А якщо кожний з двигунів машини приводить в рух декілька її основних механізмів - екскаватором з груповим приводом.

За типом привода розрізняють екскаватори з гідравлічним, гідромеханічним, електричним і змішаним приводами. Назва привода загалом відповідає типу передачі, що застосовується.

За ступенем рухливості поворотної частини екскаватори діляться на повноповоротні. Коли поворотна платформа відносно ходового обладнання може обертатися на 360° , і неповноповоротні.

За типом механізму пересування екскаватори поділяють на гусеничні, пневмоколісні, крокуючі, на спеціальному шасі, на базі трактора, автомобіля і плавучі. До екскаваторів на спеціальному шасі відносять машини, які мають колісний рушій автомобільного типу.

За типом підвіски робочого обладнання розрізняють екскаватори з жорсткою (гідравлічною) і гнучкою (канатною) підвіскою.

За видом робочого обладнання на будівельних екскаваторах застосовують робоче обладнання: пряма лопата, зворотна лопата, драглайн, планувальне, грейферне, кранове, копрове та інше (рис. 9.3). Крім цього кожний вид обладнання може розрізнятися в залежності від форми або призначення робочого органа. Будівельні екскаватори можуть бути укомплектовані робочим обладнанням і робочими органами до 30...35 видів.

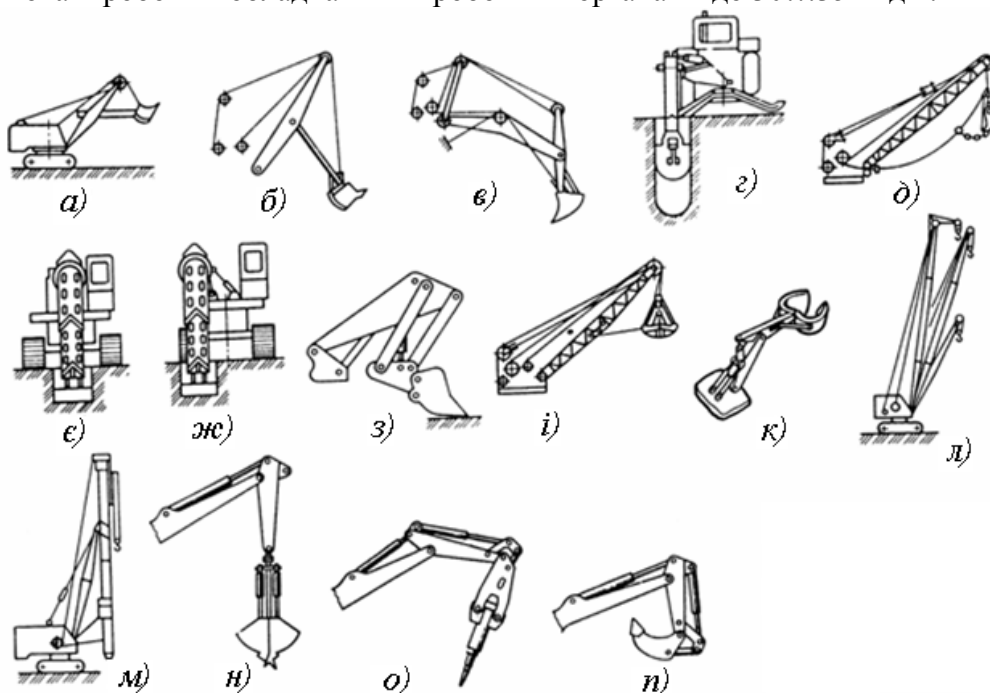


Рис. 9.3. Основні види робочого обладнання одноківшевих екскаваторів:

a - пряма лопата з примусовим напором; *б* - маятникова пряма лопата; *в* - зворотна лопата; *г* - бокова зворотна лопата; *д* - драглайн; *е* - планувальне телескопічне обладнання; *ж* - бокове телескопічне обладнання; *з* - навантажувальне обладнання; *і* - грейфер на канатній підвісці; *к* - щелепний захоплювач; *л* - кран; *м* - копер; *н* - грейфер на жорсткій підвісці; *о* - молот; *п* - розпушувач

Контрольні питання

1. Загальна будова гідравлічного і тросо-блокового екскаваторів.
2. Класифікація одноківшевих екскаваторів.

3. Опишіть основні види робочого обладнання одноківшевих екскаваторів.

10. ГІДРАВЛІЧНІ ОДНОКІВШЕВІ ЕКСКАВАТОРИ

10.1 Робоче обладнання

На гідравлічних будівельних екскаваторах основним робочим обладнанням є зворотна лопата. Це пояснюється в основному тим, що машина при цьому виді обладнання може найбільше повно реалізувати свої технічні можливості щодо потужності привода і зусиль на робочому органі.

Робоче обладнання зворотна лопата складається зі стріли 4 (рис. 10.1), рукояті 7 і ковша 6. Приведення їх у рух здійснюється за допомогою гідроциліндрів 5, 8 і 9. Рукояті і ковші цього обладнання, виконані

фірмами різних країн, мають, приблизно, однакове конструктивне виконання. Стріли ж мають різноманітні рішення.

Найбільше поширення на будівельних екскаваторах отримала стріла 5 (див. рис. 10.1) моноблочного виконання. Вона виготовлена в основному з легованого високоміцного металопрокату і являє зварену вигнуту по довжині опуклістю вверху коробчасту конструкцію. Кінцеві ділянки її мають форму вилки з увареними в коробку відливками з вушками. Нижнім кінцем стріли приєднана до вушок платформи за допомогою осей. Розташовані тут вушка у стріли носять назву п'яти, хоча передача навантаження ними на платформу не завжди здійснюється їхньою торцевою поверхнею, що є характерним для з'єднання п'ята-підп'ятник.

Верхні вушка стріли за допомогою пальців 9 з'єднані з рукояттю 3.

У середній частині стріли в бічні її стінки вварена лита втулка 7. З боків вона висувається за межі стінок і має знизу кармани для розташування в них вушок гідроциліндрів 6 підйому і опускання стріли. Вушка із втулкою з'єднані віссю, яка в цьому випадку працює на кінцевих ділянках як балка на двох опорах.

На деяких машинах у бічні листи стріли 5 замість наскрізної встановлені дві короткі втулки 7 (див. рис. 10.1, б). У цьому випадку вісь 11 вушками гідроциліндрів 6 підйому стріли навантажується по кінцях і працює як консольна балка в більш важких умовах.

Зверху в середній частині стріли має висунуті вверху бічні стінки з увареними в них втулками. Іноді ці стінки вверху перекриваються листом. В отвори втулок вставлений палець 8. Він закріплює на стрілі гідроциліндри 4 рукояті. На деяких машинах рух рукояті щодо стріли забезпечується не двома, а одним гідроциліндром.

Для підйому стріли одним ци-ліндром останній з'єднують зі стрілою в основному через вушко його штока. Зустрічаються два

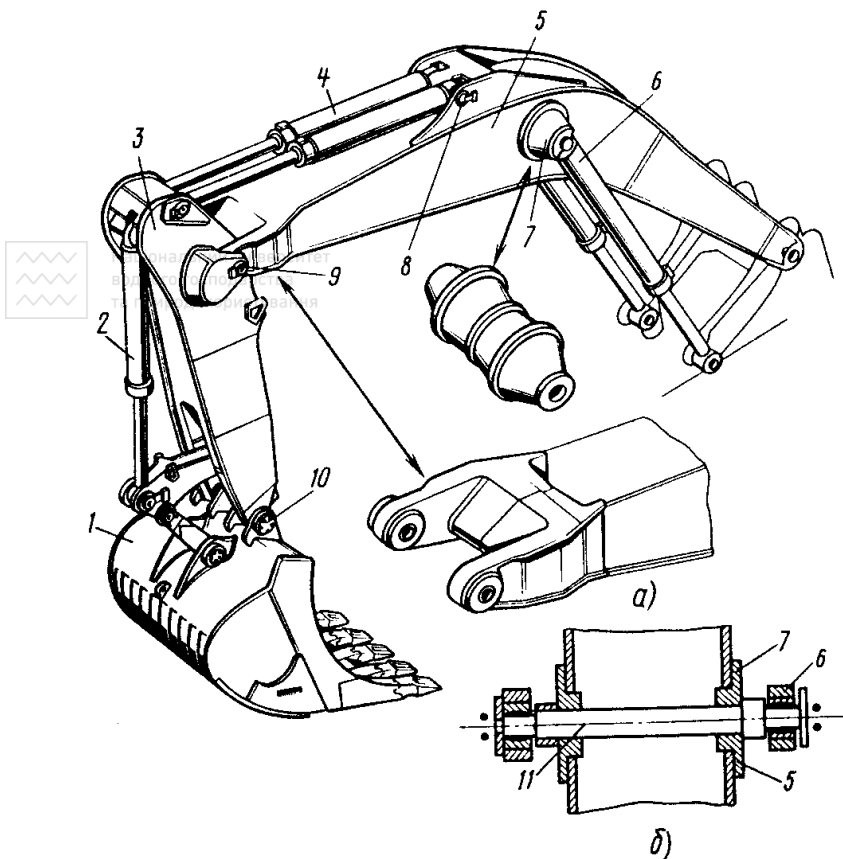


Рис. 10.1. Робоче обладнання зворотна лопата з моноблочною стрілою:

а - вилка оголовку стріли; б - варіант кріплення гідроциліндра до стріли; 1 - ківш; 2 - гідроциліндр повороту ковша; 3 - рукоять; 4 - гідроциліндри повороту рукояті; 5 - стріла; 6 - гідроциліндри повороту стріли; 7 - втулка; 8, 9, 10 - пальці; 11 - вісь

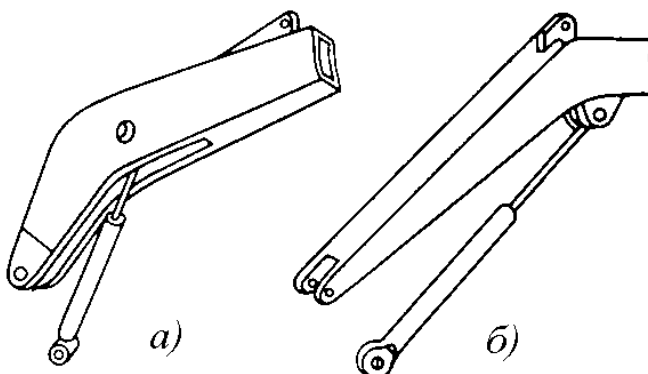


Рис. 10.2. Стріли зворотної лопати при внутрішньому а) і зовнішньому з'єднанні б) їх зі штоком підйомного гідро циліндра

варіанти конструкції такого з'єднання. В одному - шток входить знизу у середину середньої частини стріли, і його вушко з'єднане пальцем із втулками, увареними в її бічні стінки (рис. 10.2). В іншому - вушко штока приєднане пальцем до вушок, приварених знизу до нижньої полиці стріли (рис. 10.2, б).

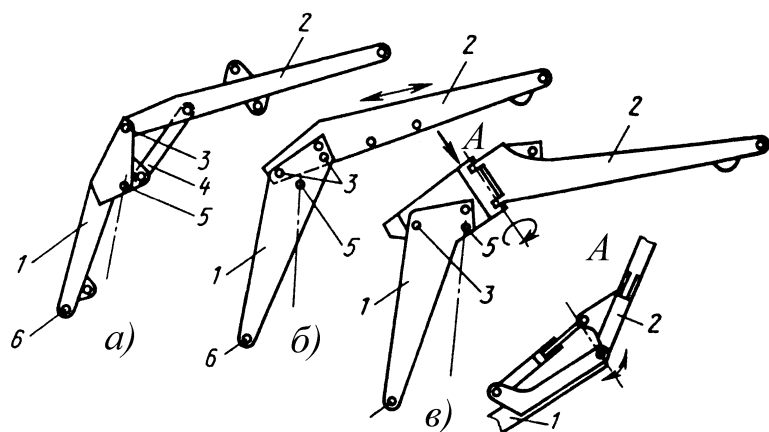


Рис. 10.3. Схеми складених стріл екскаваторів з невисувною а), висувною б) і поворотною в) верхньою частиною:

1 - основна частина; 2 - верхня додаткова частина; 3 - пальці; 4 - тяга; 5 - втулки; 6 - пальці п'яти

Поряд з розглянутою моноблочною конструкцією на екскаваторах з ковшами місткістю до 1 м³ зустрічаються складені стріли (рис. 10.3). Цим переслідувалася мета зменшити кількість змінного робочого обладнання і його маси, а також розширити технологічні можливості машин.

Складені стріли складаються з нижньої основної частини 1 і верхньої додаткової частини 2. З'єднані вони між собою за допомогою або пальців 3 і тяги 4 (рис. 10.3, а) або пальцями 3 (рис. 10.3, б, в).

Основна частина може бути використана, якщо на екскаватор встановлюють пряму і зворотну лопати, навантажувальне, грейферне і кранове обладнання.

Додаткову частину в першому виконанні (рис. 10.3, а) використовують при обладнанні зворотною лопатою і грейфером. Додаткову частину в другому виконанні (рис. 10.3, б) можна застосовувати при прямій і зворотній

лопатах, грейфері і крані. Конструкцією передбачена можливість змінювати довжину додаткової частини, переставляючи її щодо основної кількі разів.

Додаткову частину в третьому виконанні (рис. 10.3, в) можна застосовувати при тому ж обладнанні, що і в другому виконанні. У цьому випадку машина може працювати в стиснених умовах, наприклад, робити копання поблизу стін будинків і паралельно їм.

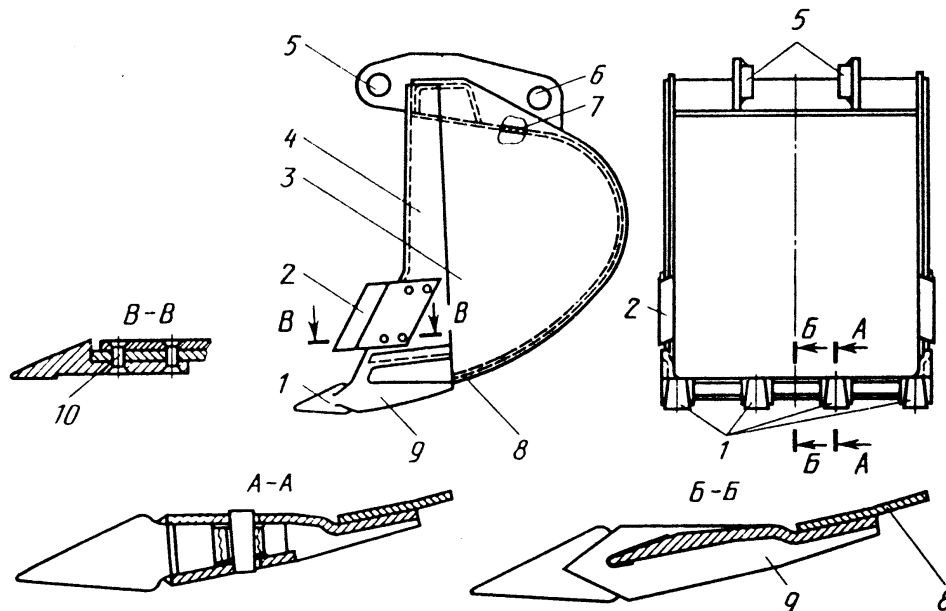
Стріли на машині приєднані до вушок платформи основної частини 1 за допомогою пальця п'ят 6. Підйом і опускання стріли здійснюється гідроциліндром, який в основному розташований під стрілою і має шарнірний зв'язок через вушко штока із втулкою 5 і через вушко циліндра з вушком платформи.

Елементи стріли мають коробчасту конструкцію, виконану зварюванням з легованого високо-міцного прокатного листа. Кінцеві елементи основної частини в основному литі і вварені в коробку корпусу стріли.

Рукоять зворотної лопати (див. рис. 9.1) являє собою пустотілу коробчасту балку змінного по довжині перетину. Середньою частиною вона шарнірно зв'язана зі стрілою і може повертатися щодо її при втягуванні або висуванні штоків циліндрів, приєднаних до її верхнього кінця. Це з'єднання досягається за допомогою пальців, що входять у втулки, які вварені в бічні стінки. Рукоять зі стрілою з'єднана за допомогою пальця, що входить у втулки бічних стінок рукояті. Вушка верхньої частини стріли при цьому в основному розміщені зовні рукояті. Іноді палець для покращення умов його роботи і зменшення довжини і маси виконують із двох частин, кожна з яких опирається на кінцях на дві втулки, одна з них закріплена в стінці рукояті, а інша в привареному до неї кронштейні.

Нижнім кінцем рукояті приєднана до ковша. Тут вона в основному має форму вилки (див. рис. 10.1), кінці якої виконані або литими, або звареними у вигляді вушок. У їхні отвори і входять пальці 10, що з'єднують рукоять із вушками ковша 1.

Кіш зворотної лопати зварений з листів і литих деталей. Зверху він відкритий і має дві плоскі бічні стінки 3 (рис. 10.4), окантовані зверху листом 4 і виконані як одне ціле з вигнутими задньою і передньою стінками 7 і 8. До стінок зовні часто приварюють у поздовжньому напрямку сталеві полоси (рис. 10.5, а), призначені для захисту стінок від зношування. До передньої стінки у верхній частині приварений литий або штампований козирок 9. При литому виконанні козирок має кишені для установки хвостовиків зубів 1. При штампованому козирку кармани утворюються приварюванням до нього спеціальних відливків (рис. 10.5, д). Зуби в цьому випадку мають вигляд, показаний на рис. 10.4 або на рис. 10.5, е, ж.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Рис. 10.4. Ківш зворотної лопати зі вставними зубами:

1 - зуби; 2 - бічні зуби; 3 - бічні стінки; 4 - лист; 5, 6 - вушка; 7 - задня стінка; 8 - передня стінка; 9 - козирок; 10 - заклепка

Частіше в другому випадку зуби роблять складеними, які складаються з кореня 1 (рис. 10.5, б) і коронки 2. Корінь кріплять на козирку зварюванням на внутрішній (рис. 10.5, в) або зовнішній його стороні або з охватом його із двох сторін (рис. 10.5, б). Кріплення зубів або коронок здійснюється за допомогою порожніх розрізних по довжині або суцільних, частіше клиноподібної форми, пальців. На бічних стінках зуби 2 (див. рис. 10.4) звичайно закріплені за допомогою болтів (рис. 10.5, г) або заклепок 10 (див. рис. 10.4).

Задня стінка у верхній частині має вушка 5 і 6 (див. рис. 10.4) для приєднання ковша до рукояті. Ці вушка з увареними в них втулками прикріплені до задньої стінки ковша зварюванням. На задній стінці закріплені також вушка 6 для приєднання штока 8 гідроциліндра повороту ковша.

Робоче обладнання пряма лопата (рис. 10.6) на будівельних гідравлічних екскаваторах не одержало широкого розповсюдження. Цей вид обладнання в основному застосовують на машинах з ковшем місткістю більше 1 м³. Обладнання пряма лопата складається зі стріли 1, рукояті 4 і ковша 7, зв'язаних між собою шарнірами з пальцями 3 і 12 і із платформою шарніром 14. Звичайно останній розташований високо над рівнем платформи, що необхідно для покращення робочих параметрів машини.

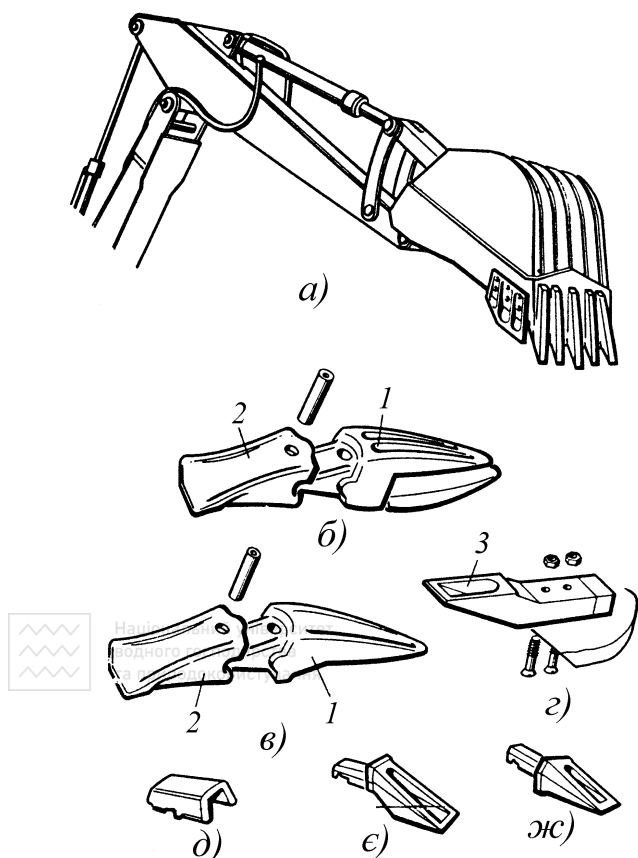


Рис. 10.5. Ківш зворотної лопати з полозами і привареними коріннями зубів *а*); *б* - кріплення коронки приварюванням з двох сторін; *в* - кріплення коронки з внутрішньої сторони; *г* - кріплення зуба болтами; *д* - накладний карман; *е* - асиметричний зуб; *ж* - симетричний зуб; 1 - корінь зуба; 2 - коронка

складеними стрілами для прямої лопати використовують її основну частину. Верхня її частина при цьому служить як рукоять. При застосуванні для прямої лопати спеціальної стріли остання звичайно має прямо лінійну по довжині форму і виконується звареною з листового високоміцного прокату із установкою втулок у бічні стінки або в додатково приварені вушка до її полиць у місцях з'єднання із прилягаючими до неї елементами. На кінцях стріла має форму вилок із двома різками коробчастого перетину кожний і вушками.

Конструкція рукояті прямої лопати аналогічна конструкції стріли. Верхнім кінцем вона з'єднана зі стрілою, а нижнім - з ковшем. На рукояті в основному закріплений один з кінців гідроциліндрів повороту рукояті і ковша. Однак зустрічаються конструкції, де гідроциліндр повороту ковша з'єднаний не з рукояттю, а зі стрілою (рис. 10.6). Це робить положення ковша залежним відносного розташування стріли і рукояті, що трохи ускладнює керування машиною в процесі копання, однак дозволяє спростити конструкцію рукояті і виконати її менших розмірів.

Ковші при обладнанні машин прямою лопатою застосовують в основному трьох видів.

Неповоротний ківш (рис. 10.7, *а*) застосовують для розробки ґрунтів всіх категорій, який складається з корпусу 1 і днища 2, пов'язаного з ним шарнірно за допомогою пальців 5, якими закінчуються поздовжні криволінійні ребра, приварені до нього зовні і надаючи йому потрібну міцність і жорсткість.

Корпус виготовляють із листового прокату і литих деталей, що з'єднують в основному зварюванням. Він має дві бічні і задню стінки, виконані з легованого металопркату і посилені поверху поясами 9. Задня стінка крім цього іноді має кілька поперечних і поздовжніх ребер, частина з яких одночасно є вушками з увареними втулками, що служать для приєднання ковша за допомогою пальців і тяги 7 до рукояті 8 і навішування на ньому днища 2.

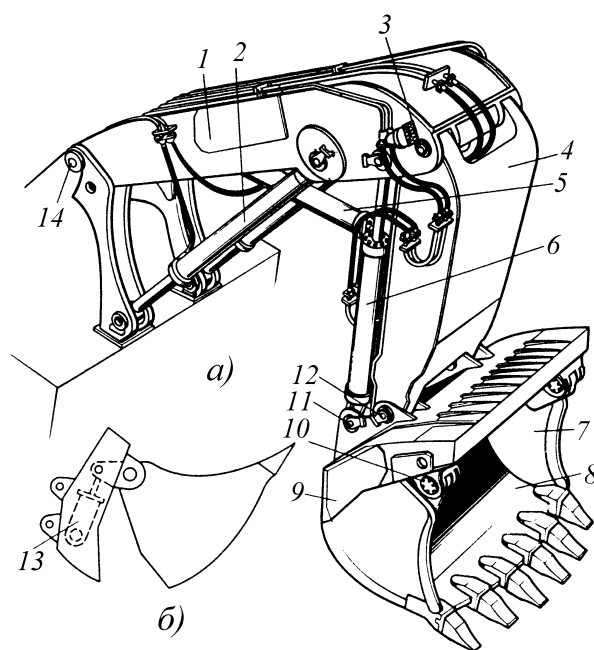


Рис. 10.6. Робоче обладнання пряма лопата з щелепним ковшем:

а - робоче обладнання; *б* - схема кріплення гідроциліндра повороту ковша; 1 - стріла; 2 - гідроциліндри повороту стріли; 3, 10, 11, 12 - пальці; 4 - рукоять; 5 - гідроциліндри повороту рукояті; 6 - гідроциліндр повороту ковша; 7 - бокова стінка ковша; 8 - козилок; 9 - щелепа; 13 - гідроциліндр повороту щелепи

Елементи обладнання переміщують за допомогою гідроциліндрів 2, 5 і 6.

Довжина стріли прямої лопати значно менше довжини стріли зворотної лопати. На машинах зі складеними стрілами для прямої лопати використовують її основну частину. Верхня її частина при цьому служить як рукоять. При застосуванні для прямої лопати спеціальної стріли остання звичайно має прямо лінійну по довжині форму і виконується звареною з листового високоміцного прокату із установкою втулок у бічні стінки або в додатково приварені вушка до її полиць у місцях з'єднання із прилягаючими до неї елементами. На кінцях стріла має форму вилок із двома різками коробчастого перетину кожний і вушками.

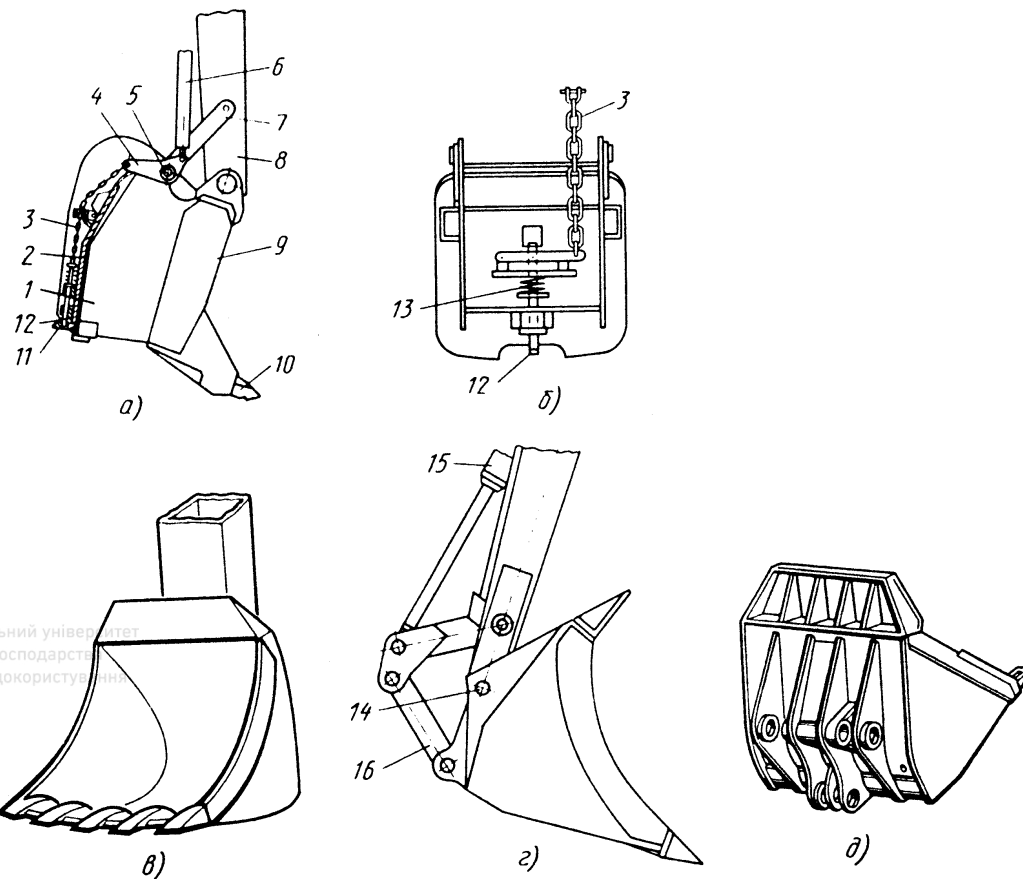


Рис. 10.7. Неповоротний (а, б) і поворотний (в-д) ковші прямої лопати:
1 - корпус; 2 - днище; 3 - ланцюг; 4 - двоплечий важіль; 5, 14 - пальці; 7 - тяга;
8 - рукоять; 9 - пояси; 10 - зуби; 11 - петля; 12 - засувка; 13 - пружина; 6, 15 - гідроциліндри; 16 - тяга

Передню стінку частіше роблять складеною. Нижня частина в ній листовая, а верхня, приварена до неї, лита. Останню називають козирком. Це найбільш навантажена і зношувана частина ковша. Її в основному відливають із марганцевистої сталі і роблять плоскою або криволінійною, виступаючою в середній частини назовні і вперед. Козирок закінчується зпереду ріжучою крайкою (в основному при криволінійному виконанні) або несе зуби 10. Для установки їхньої козирок має відлиті кармани, в які вставляють хвостики зубів, або до нього приварюють гнуті елементи або корінь зуба за аналогією, як це робиться в ковшах зворотної лопати (див. рис. 10.5).

Днище захоплюється і утримується в закритому стані засувом 12 (рис. 10.7, б) під дією пружини 13 при переведенні ковша в положення для початку копання. Це досягається автоматично шляхом вибору положення пальців 5 на корпусі.

Для вивантаження ґрунту днище ковша відкривається за допомогою гідроциліндра 6. При висуванні його штока повертається двоплечий важіль 4, натягується ланцюг 3 і висмикується засувка 12 з петлі 11 передньої стінки. Після цього днище під дією власної ваги і ваги ґрунту в ковші повертається навколо пальця 5 і ґрунт висипається.

Поворотний ківш (рис. 10.7, в-д) являє собою цілнзварену конструкцію, що складається із плоских бічних стінок і криволінійних передньої і задньої стінок, виготовлених як одне ціле. Передня стінка у верхній частині приварена до литого козирка. Останній, як і у неповоротного ковша може бути із зубами. Зовні до передньої стінки прикріплені зварюванням поздовжні ребра. Вони в основному є продовженням зубів і служать для запобігання стінки від зношування.

Задня стінка із зовнішньої сторони має пов'язані з нею поздовжні і поперечні ребра і смуги. Вони збільшують міцність і жорсткість ковша. У поздовжні ребра вварені втулки. На цих ділянках вони виконують функції вушок для приєднання ковша до рукояті (пальцем 14) і закріплення на ньому тяг 16 для повороту його гідроциліндром 15 (рис. 10.7, д).

Останнім часом на машинах четвертої і більшої розмірної груп набув застосування поворотний ківш, який розкривається, що частіше носить назву щелепного ковша (див. рис. 10.6). Він має задню стінку 9 і корпус 8 у вигляді щелепи, яку складають передня стінка, оснащена козирком із зубами, і дві бічні стінки.

Днище виконане у вигляді коробки, з боків якої є порожнини для гідроциліндрів 13 повороту корпусів-щелепи (див. рис. 10.6, б). У верхній частині днище обладнане вушками 10 для з'єднання його з корпусом. З тильної сторони воно посилене поздовжніми ребрами. У деяких місцях у них уварені втулки для приєднання

ковша до рукояті (пальцями 12) і гідроциліндрів його повороту (пальцями 11).

Навантажувальне робоче обладнання у більшості будівельних екскаваторів складається з тих же елементів, що і обладнання пряма лопата. Однак при тривалій роботі машини з цим видом обладнання доцільно замість стандартного ковша лопати застосовувати спеціальний навантажувальний ківш. Його місткість може перевищувати об'єм ковша лопати, приблизно, в 1,5...2 рази, а це дозволяє істотно підвищити продуктивність машини при роботі з цим видом обладнання. В основному місткість ковша підвищується шляхом збільшення ширини подібного за конструкцією поворотного ковша лопати.

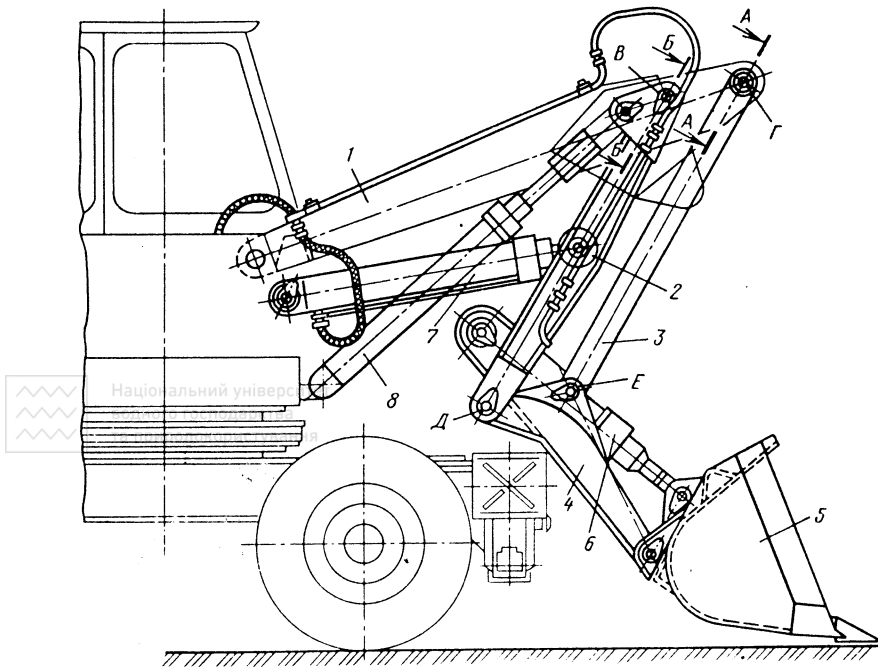


Рис. 10.8. Навантажувальне робоче обладнання:

В - шарнір з'єднання стріли і рукояті; Г - шарнір з'єднання стріли і тяги; Д - шарнір з'єднання рукояті і підвіски; 1 - стріла; 2 - рукоять; 3 - тяги; 4 - підвіска; 5 - ківш; 6 - гідроциліндр повороту ковша; 7 - гідроциліндр повороту рукояті; 8 - гідроциліндри повороту стріли

іншими прилягаючими елементами обладнання.

Тяги 3 (див. рис. 10.8) виконані у вигляді стрижнів, виготовлених із прокатного листа, з вушками на кінцях.

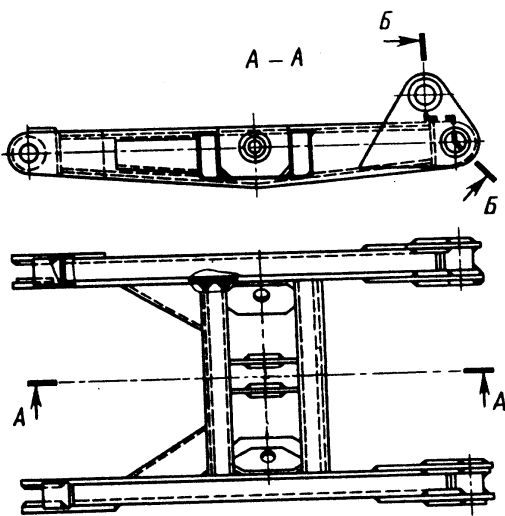


Рис. 10.9. Рукоять навантажувача

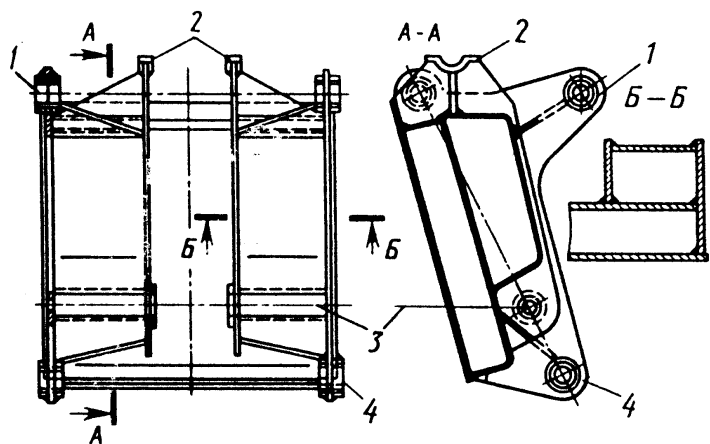


Рис. 10.10. Підвіска ковша: 1, 2, 3, 4 - вушка

Робоче обладнання грейфер (рис. 10.11) містить у собі всі основні елементи обладнання зворотної лопати (стрілу 1 і рукоять 2), крім ковша, замість якого в цьому випадку до кінця рукояті через підвіску 6 з вушком 7 за допомогою подовжувача 3 підвішений грейфер. Останній має дві щелепи 4, зв'язані між собою головою

Загальний вигляд навантажувального обладнання на машині показаний на рис. 10.8. Від основного робочого обладнання зворотна лопата зі зчленованою стрілою використовують тут тільки її нижню частину 1. Конструкція рукояті 2 для цього випадку показана на рис. 10.9. Вона складається з двох поздовжніх і двох пов'язаних з ними в середній частині поперечних балок. Всі вони мають прямокутний коробчастий перетин. Причому поздовжні балки на кінцях мають вушка для приєднання до стріли, під-віски 4 (рис. 10.8) ковша і штоків гідроциліндрів 6, а поперечні мають вушка в їхній середній частині для зв'язку зі штоком гідроциліндра 7.

Підвіска ковша (рис. 10.10) являє собою трисекційну, зварену з листів, коробку з поздовжнім пазом 6 у середній частині для розміщення гідроциліндра ковша. У стінки її вварені втулки, які утворюють вушка 1, 2, 3 і 4 для з'єднання підвіски з ковшем 5 і

10, і повзун 5, з'єднаний із щелепами тягами 9. Всі ці елементи мають між собою шарнірний зв'язок.

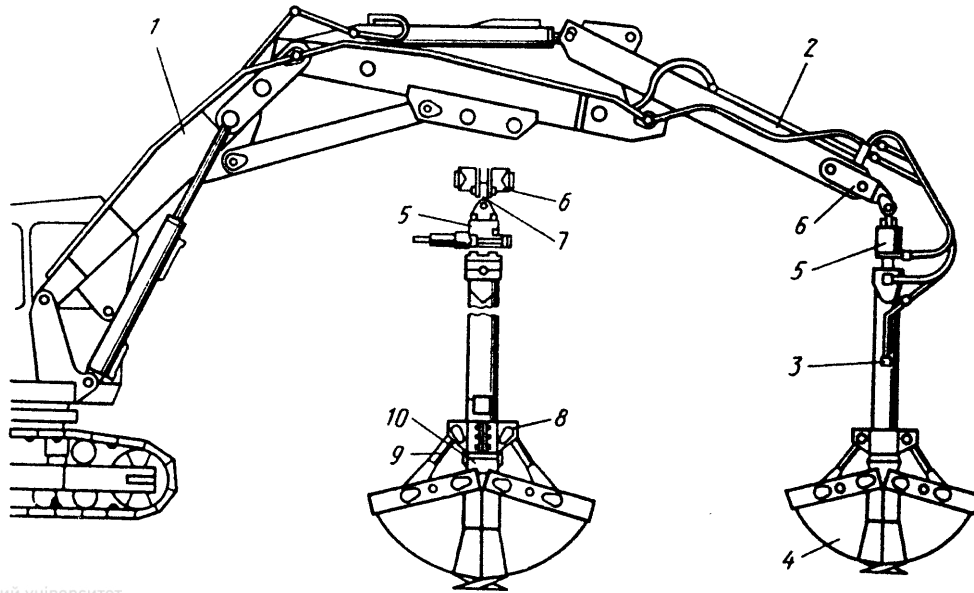


Рис. 10.11. Робоче обладнання грейфера:

1 - стріла; 2 - рукоять; 3 - подовжувач; 4 - ківш; 5 - поворотна головка; 6 - підвіс; 7 - вушко; 8 - повзун; 9 - тяги; 10 - головка

Подовжувач 3 складається з рами, виконаної із двох швелерів, які зварені між собою на кінцях, і гідроциліндра, розміщеного всередині її і приєднаного циліндром до неї, а штоком до повзуна.

Рама нижнім кінцем прикріплена до головки 10, а верхнім до поворотної головки 5. Така конструкція подовжувача дозволяє при втягуванні або висуванні штока гідроциліндра відкривати або закривати ківш.

Поворотна головка (рис. 10.12) призначена для повороту рами на 180° і складається з корпусу 1, осі 6 і важеля 3. Останній одним кінцем з'єднаний з гідроциліндром 5, установленим на головці, а іншим - через тягу 2 і консоль 7 з віссю 6.

Корпус у середині має підшипники для установки осі, а зовні вгорі вушка, якими він приєднаний до рукояті. Нижнім кінцем вісь поворотної головки жорстко з'єднана з рамою подовжувача. При висуванні і втягуванні штока гідроциліндра 5 повертається коротке плече важеля 3 щодо осі пальця 4, і він через тягу 2 і консоль повертає вісь разом з подовжувачем і ковшем.

Щелепа ковша грейфера (рис. 10.13) складається з двох плоских бокових стінок 3 і гнutoї по дузі кола задньої стінки 7. В передній частині задня стінка обладнана зубами 1 і покрита від зношування спеціальною наплавкою 5. Передня і верхня частини бокових стінок для міцності і жорсткості окантовані полосами 2, 4 і 5. Щелепи до головки і тяг приєднані за допомогою пальців, які вставлені у втулки 6.

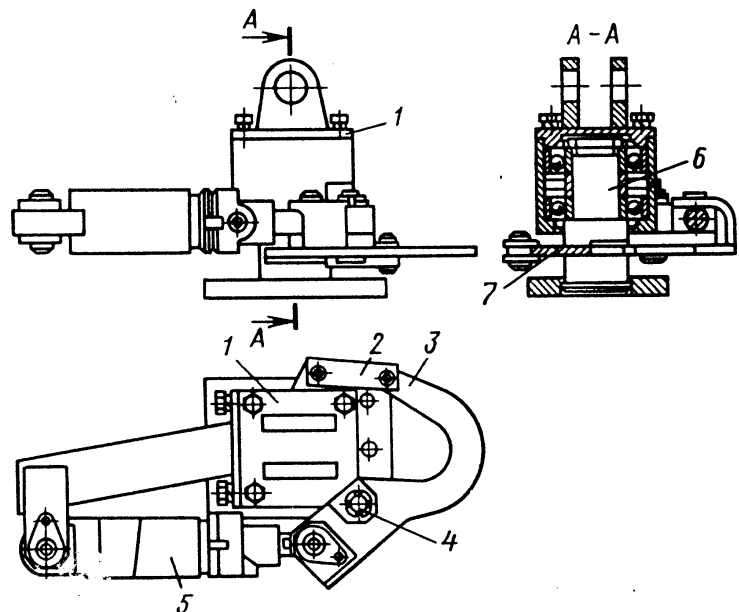


Рис. 10.12. Поворотна головка грейфера:

1 - корпус; 2 - тяга; 3 - важіль; 4 - вісь пальця; 5 - гідроциліндр; 6 - вісь; 7 - консоль



Національний університет
водного господарства
та природокористування

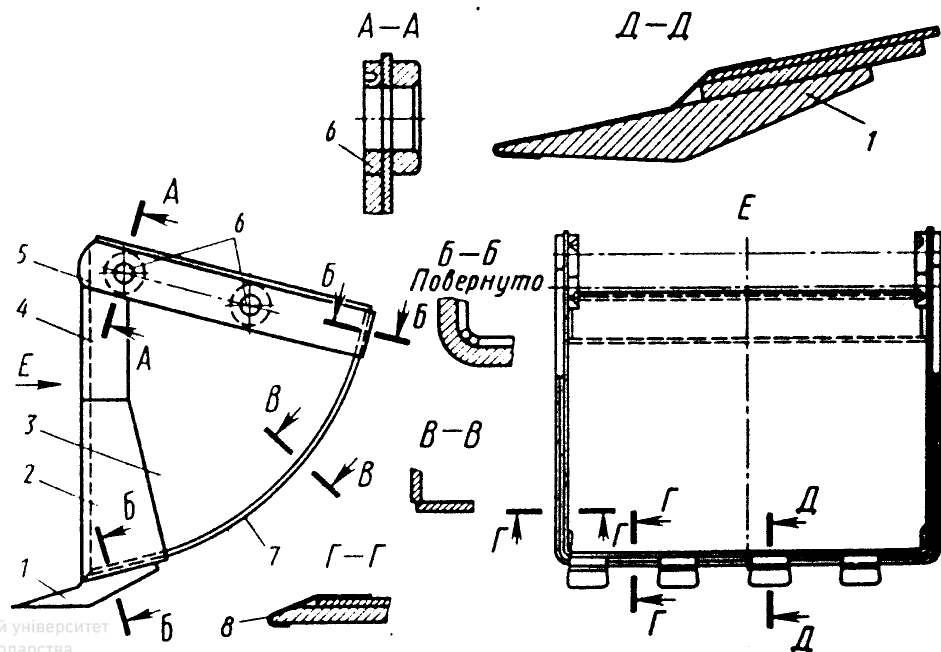


Рис. 10.13. Щелепа ковша грейфера:

1 - зуби; 2, 4, 5 - полоси; 3 - бокові стінки; 6 - втулки; 7 - задня стінка; 8 - нап-
лавлення

Робоче обладнання екскаватора-планувальника (рис. 10.14) складається з телескопічної стріли 7, 2 і робочого органа 3. Останнім частіше є ківш прямої або зворотної лопат міст-кістю до 0,65 м³. Робочий орган має шарнірний зв'язок з кінцевою частиною секції стріли, що висувається і може повертатися відносно поздовжньої осі останньої і осі кріплення до неї за допомогою гідроциліндрів.

Стріли бувають поворотні і неповоротні відносно їх поздовжньої осі. У першому ви-падку (рис. 10.15) зв'язок стріли з платформою здійснюється через раму 1, яка в хвостовій частині має поперечну балку з консолю і закріпленим на ній шарнірно гідроциліндром 11, в передній - опорне кільце 8 з роликами і кронштейнами, а знизу вушка 9. Кронштейнами рама шарнірно з'єднана з вушками платформи, а через вушка 9, з якими зв'язані гідроциліндри, закріплені на поворотній частині, здійснюється її нахил зі стрілою у вертикальній площині.

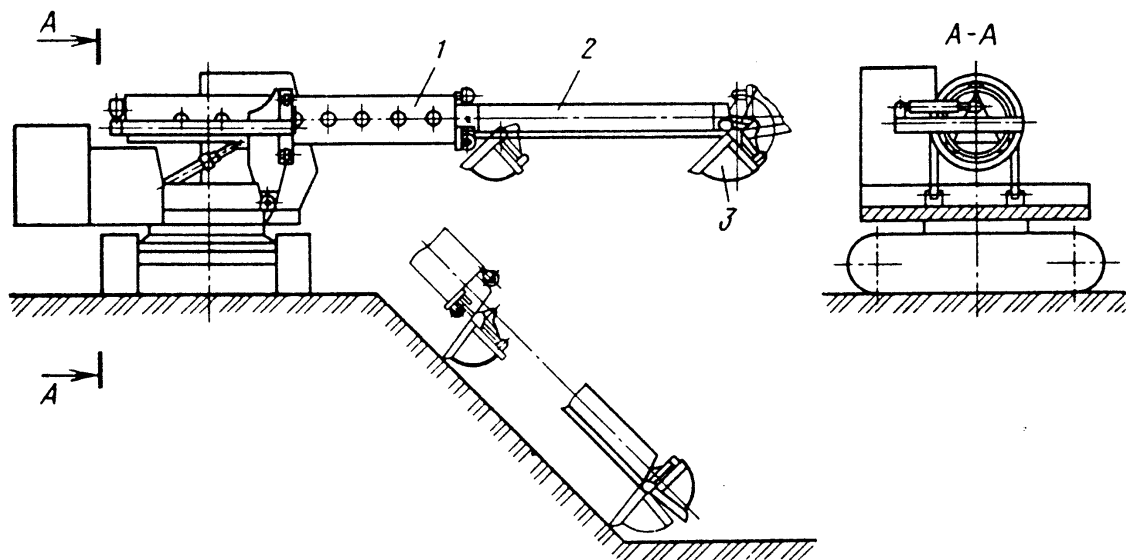


Рис. 10.14. Екскаватор-планувальник:

1 - невисувна секція стріли; 2 - висувна секція стріли; 3 - ківш

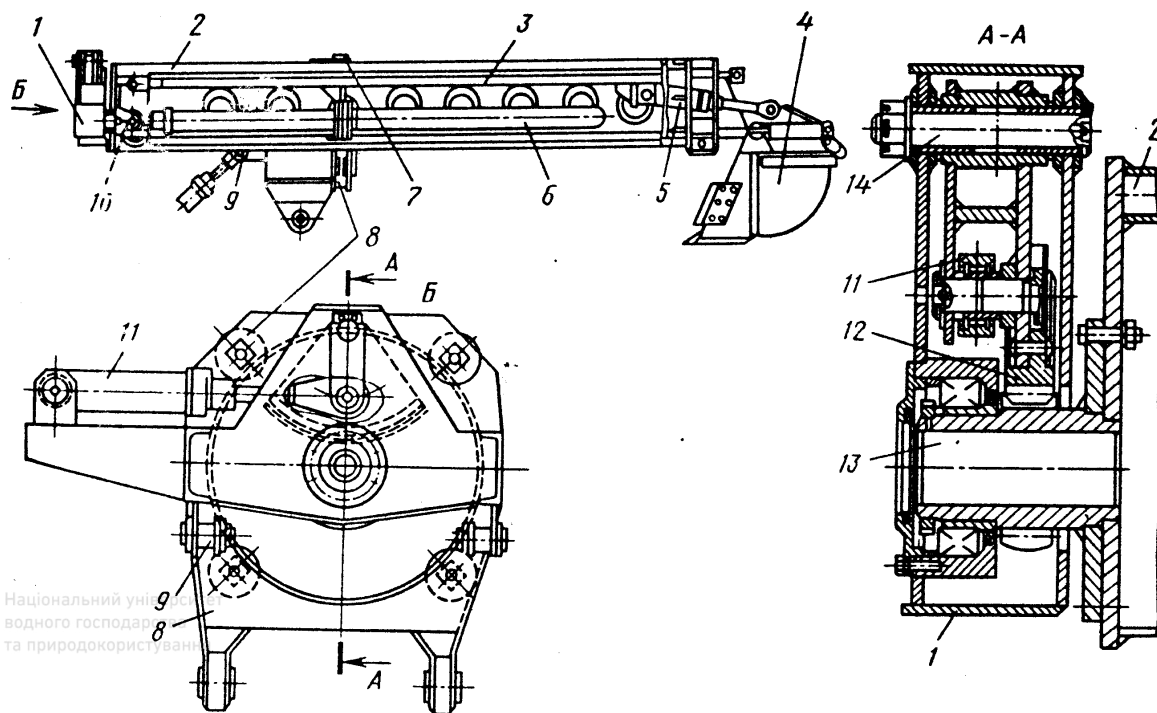


Рис. 10.15. Робоче обладнання екскаватора-планувальника:

1 - рама; 2 - зовнішня секція стріли; 3 - висувна секція; 4 - ківш; 5 - гідроциліндр повороту ковша; 6 - гідроциліндр висування секції; 7 - бандаж; 8 - опорне кільце; 9, 10 - вушка; 11 - гідроциліндр повороту стріли; 12 - сектор; 13 - вал-шестірня; 14 - вісь

Стріла з'єднана з рамою через бандаж 7 і вал-шестірню 13, які закріплені на її невисувній зовнішній секції 2. Поворот цієї секції навколо вала 13 відбувається при втягуванні або висуванні штока гідроциліндра 11, який при цьому повертає сектор 12 навколо осі 14 і вал-шестірню 13 (див. перетин по *A-A*).

Внутрішня секція із зовнішньої висувається подвоєним гідроциліндром 6, штоки якого вушками 10 зв'язані з торцевими стінками в хвостовій частині зовнішньої і передньої частини внутрішньої секції. Ківш 4 відносно осі, за допомогою якої він приєднаний до головної частини висувної секції 3, повертається гідроциліндром 5.

Стріли планувальника являють собою зварну конструкцію. В поперечному перетині вони бувають трикутними, прямокутними або круглими. Найбільш часто секції стріли мають вигляд тригранних призм (рис. 10.16), поздовжні ребра яких виконані з труб 9 і 20, а грані з листів 14 і 19 з отворами по довжині для обслуговування механізмів, які знаходяться всередині і коробів 10 і 18 для трубопроводів гідросистеми.

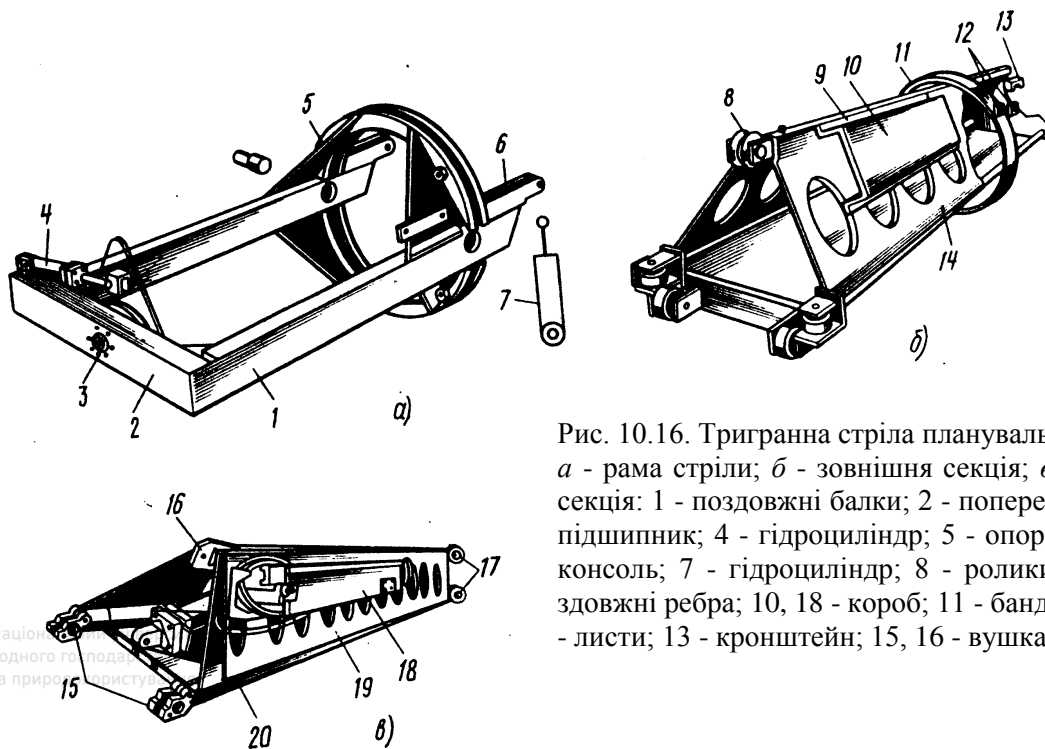


Рис. 10.16. Тригранна стріла планувальника:

а - рама стріли; *б* - зовнішня секція; *в* - внутрішня секція: 1 - поздовжні балки; 2 - поперечна балка; 3 - підшипник; 4 - гідроциліндр; 5 - опорне кільце; 6 - консоль; 7 - гідроциліндр; 8 - ролики; 9, 20 - поздовжні ребра; 10, 18 - короб; 11 - бандаж; 12, 14, 19 - листи; 13 - кронштейн; 15, 16 - вушка; 17 - ролики

Внутрішня секція (рис. 10.16, *в*) в передній частині має приварені до труб вушка 15 і 16 для приєднання відповідно робочого органа і гідроциліндра. На протилежному кінці в неї в приварених кронштейнах встановлені ролики 17. Вони разом з роликами 8, закріпленими на передніх кінцях труб зовнішньої секції (рис. 10.16, *б*), забезпечують співвісне положення секцій стріли.

Торець хвостової частини зовнішньої секції перекритий листом 12. Із зовнішньої сторони в центрі до нього приварена вісь для з'єднання з підшипником 3 рами, а біля верхньої труби - кронштейн 13 для з'єднання зі штоком гідроциліндра 4 повороту стріли. Із внутрішньої сторони до листа приварені вушка для приєднання до секції штока здвоєного гідроциліндра висування внутрішньої секції.

У середній частині до поясних труб зовнішньої секції приварений бандаж 11.

Рама стріли (див. рис. 10.16, *а*) має дві поздовжні балки 1 пов'язані з одного кінця поперечною балкою 2, а з іншого опорним кільцем 5. Із зовнішньою секцією стріли рама з'єднана через підшипник 3 і кільце 5, куди відповідно входять вісь листа 12 і бандаж 11, а із кронштейнами поворотної платформи через осі, які закріплені в поздовжніх балках. Щодо рами стріла повертається при висуванні або втягуванні штока гідроциліндра 4.

Нахиляється рама зі стрілою за допомогою гідроциліндра 7, який вушком циліндра з'єднаний із платформою, а вушком штока - з консоллю 6 балки 1 рами.

10.2. Механізми привода повороту і пересування

Поворотним механізмом приводиться в рух тільки робоче обладнання, що в основному має місце на машинах, де це обладнання є націпним, або вся верхня будова машини з її приводом і робочим обладнанням щодо ходового пристрою (див. рис. 9.1). У першому випадку поворотний рух передається обладнанню через так звану колонку 1 (рис. 10.17), з якої воно зв'язане через вушка 10 і 12. Колонка кріпиться на рамі машини за допомогою стакана 7. Колонка приварена до основної рами базової частини машини. Поворотний стакан 11 колонки спирається на два радіально-упорні підшипники 6 і 8. Обертання колонці надається через зірочку 2, закріплену на нижньому кінці колонки 1, від ланцюга 3. Натяг у ланцюзі викликає один із двох зблокованих гідроциліндрів 4, з'єднаних вушками штоків через тяги 5 з кінцями ланцюга, а вушка циліндрів з рамою машини 13.

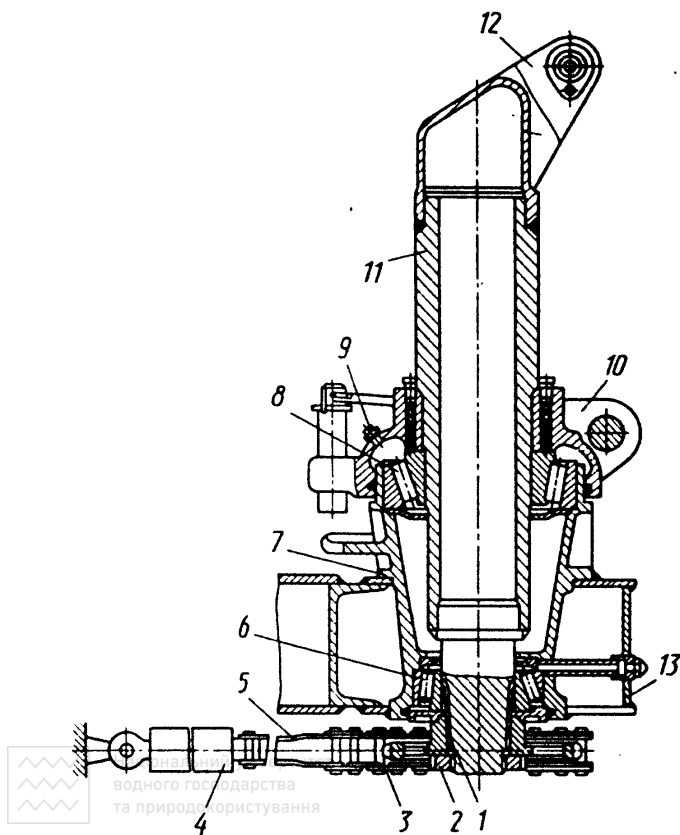


Рис. 10.17. Поворотна колона начипного екскаваторного обладнання:

1 - колонка; 2 - зірочка; 3 - гідроциліндри; 5 тяги; 6, 8 - радіально-упорний підшипник; 7 стакан; 9 - прес-маслянка; 10, 12 - вушко; 11 поворотний стакан; 13 - рама екскаватора

ОПП (рис. 10.19) складаються із зовнішнього 1, внутрішнього 2 кільця і тіл кочення між ними. Кільця в ОПП бувають суцільні і складові. Рознімним в основному роблять кільце, що не має зубців. Застосовують це для спрощення складання ОПП. Для можливості складання ОПП із суцільними кільцями в одному з них, звичайно в тому, що не має зубців, роблять радіальне вікно для установки тіл кочення в канал. Після складання це вікно закривають заглушкою, а при установці ОПП на машині ця ділянка кільця розташовується у мало навантаженої зоні рами. У платформи такою зоною звичайно є її бічна частина.

Як тіла кочення в ОПП застосовують кульки і ролики. Останні бувають циліндричної, конічної і бочкоподібної форми. Іноді циліндричний ролик на кінцях на незначній довжині має конічну форму. Довжина роликів прийнята менше їхнього діаметра. Її визначають розрахунком з врахування діючих на ролик в ОПП максимальних навантажень із умови виключення їхнього заклинювання в каналі при деформуванні роликів.

У другому випадку поворотна рама, яка є основою всієї верхньої будови, може по-вертатися на будь-який кут щодо ходового пристрою. Передача навантажень від поворотної частини до ходового пристрою при цьому здійснюється через установлений між ними опорно-поворотний пристрій 1 (ОПП) (рис. 10.18).

Обертається платформа завдяки зубчастому зачепленню, одне з коліс 2 якого закріплене болтами на ходовій рамі, а інше 3, будучи приводним від редуктора 4 повороту, через корпус останнього пов'язане з поворотною платформою.

На сучасних будівельних гідравлічних екскаваторах в основному застосовуються ОПП закритого типу, які за конструкцією і умовами роботи близькі до застосовуваних у промисловості великогабаритних підшипників.

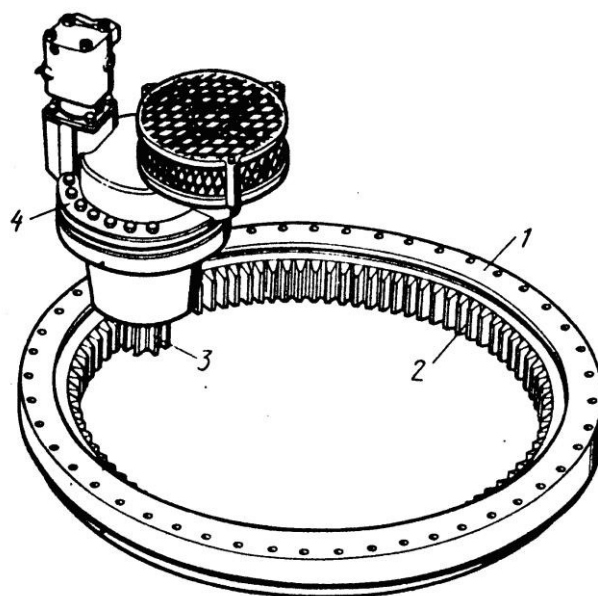


Рис. 10.18. Опорно-поворотний пристрій і привод: 1 - зовнішнє кільце; 2 - внутрішнє (зубчасте) кільце; 3 - шестірня; 4 - редуктор

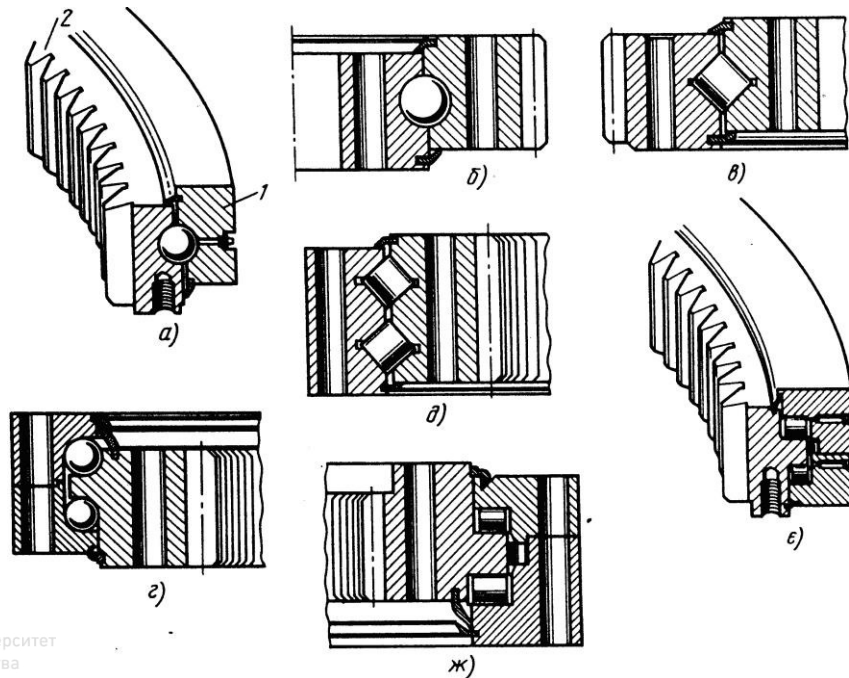


Рис. 10.19. Типи опорно-поворотних пристроїв:

а-б - кульові однорядні; *в* - роликовий однорядний; *г* - кульовий дворядний; *д, е, ж* - роликові дворядні; *1* - зовнішнє кільце; *2* - внутрішнє кільце

Залежно від осьового і радіального навантажень, а також перекидного моменту, що сприймає ОПП, тіла кочення в останні розташовують в один, два або три ряди (див. рис. 10.19). На вітчизняних екскаваторах переважаюче поширення одержали ОПП однорядні із хрестовим розташуванням роликів у каналі між кільцями. Це пов'язане з тим, що така кон-струкція ОПП висуває менші вимоги до жорсткості рам за його периметром і схильна до істотного вирівнювання навантажень на тіла кочення. Останнє пов'язане з появою різних радіальних деформацій кілець при нерівномірному навантаженні їх по периметру. Канал між кільцями ущільнений гумовими манжетами. Це утримує в ньому мастильний матеріал, що заповнює через маслянки, встановлені в одному з кілець, і захищає його від попадання вологи і бруду.

Привод на обігаючу шестірню (бігунок) механізму повороту розташований зверху на платформі (див. рис. 10.18). Передача руху на нього здійснюється від закріпленого на платформі 11 планетарного (рис. 10.20) або рядного багатоступінчастого редуктора. Як силову установку на ньому звичайно використовують низькомоментний гідромотор 1.

У планетарній передачі (рис. 10.20, б) на вихідному валу мотора встановлене сонячне колесо 2. Воно приводить в обертання сателіти 3, які обкатуються навколо вінця 5, і їх водило 4 з валом 6. Від цього вала, виготовленого як одне ціле із сонячним колесом 6 другого ступеня планетарної передачі, приводяться в обертання сателіти 7 і водило 5 з валом 9 бі-гунка 10.

Механізми пересування на екскаваторах із пневмоколісним і гусеничним рушіями різні. Пневмоколісний ходовий пристрій (рис. 10.21) в основному застосовують на екскаваторах до четвертої розмірної групи. У цьому випадку нижню раму 1 частіше встановлюють на передній 4 і задній 2 приводні мости, виконані кожний в одноосьовому виконанні. Рух на мости передається від привода, що складається з низькомоментного гідромотора 3 і коробки 6 передач. Остання дозволяє машині пересуватися з малою швидкістю у вибої і з підвищеною на дорогах. Вихідний вал коробки передач одним кінцем через муфту 5 включення може бути приєднаний до переднього моста, а іншим кінцем через зубчасту муфту 7 і карданний вал 8 до заднього моста.

Задній міст забезпечує передачу руху від коробки передач до коліс і конструктивно виконаний так само, як у вантажних автомобілях. Передній міст має керовані ведучі колеса і балансирний зв'язок з нижньою рамою. Надання руху його колесам від коробки передач здійснюється тільки при переміщенні машини по поганій дорозі, коли для цього недостатньо заднього моста. Основні елементи в нього такі ж, як і в заднього моста. Розбіжність в їхній конструкції зв'язана тільки з необхідністю повороту передніх коліс.

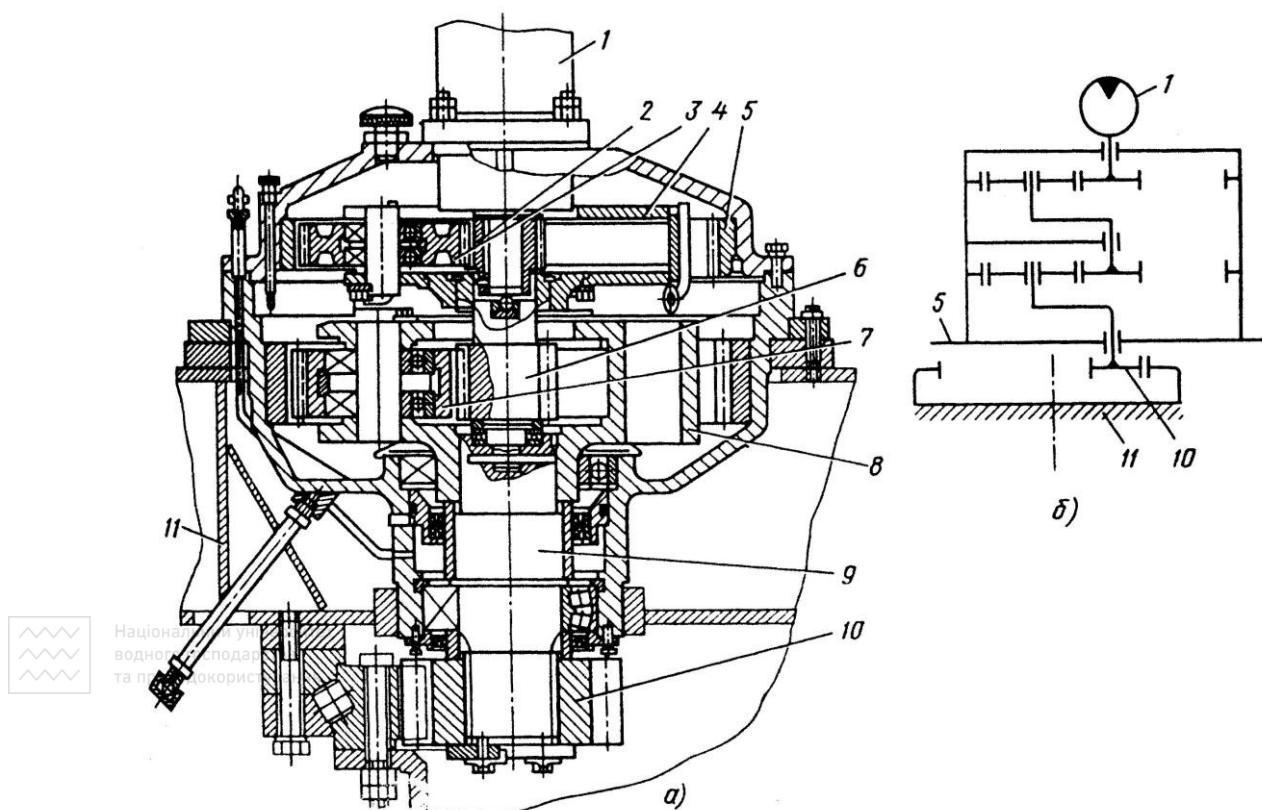


Рис. 10.20. Планетарний механізм повороту:

а - будова механізму; *б* - кінематична схема; 1 - гідромотор; 2, 6 - сонячне колесо; 3, 7 - сателіти; 4, 8 - водило; 5 - вінець; 6, 9 - вал; 10 - ведуча шестірня; 11 - платформа

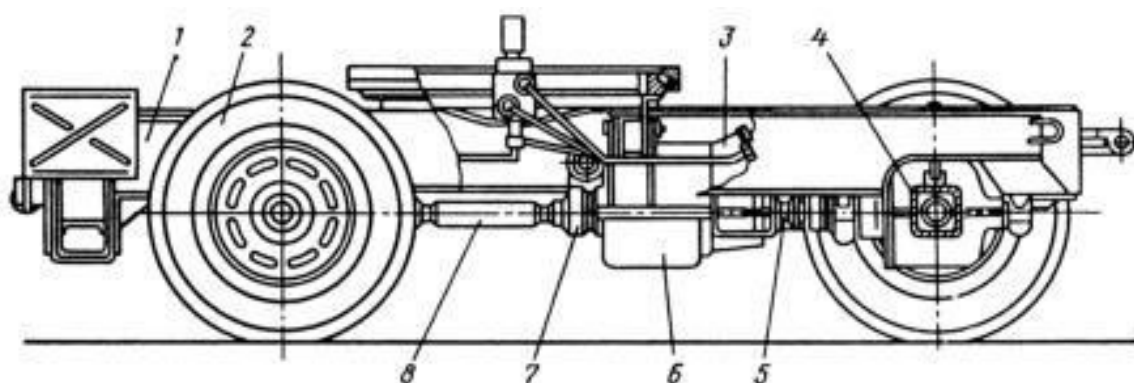


Рис. 10.21. Пневмоколісний ходовий пристрій:

1 - нижня рама; 2 - задній міст; 3 - гідромотор; 4 - передній міст; 5 - муфта; 6 - коробка передач; 7 - зубчаста муфта; 8 - карданний вал

У пневмоколісних екскаваторах може бути застосований також привод коліс від гідромоторів з вмонтованими в колеса планетарними редукторами. Гусеничний ходовий пристрій (рис. 10.22, *а*) частіше застосовують на гідравлічних екскаваторах. Істотною особливістю механізму пересування цих машин є індивідуальний привод на кожен гусеницю. Привод найчастіше здійснюється від низькомоментних гідромоторів 6. Вони приводять в рух ведучі колеса гусениць 2 через рядний 4 або планетарний багатоступінчастий редуктор. Перший має більші розміри і масу. Рядний редуктор розташовується на внутрішній стороні гусеничної рами 3 і займає значну частину простору між гусеницями 2, знижуючи також і просвіт під нижньою рамою 10.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

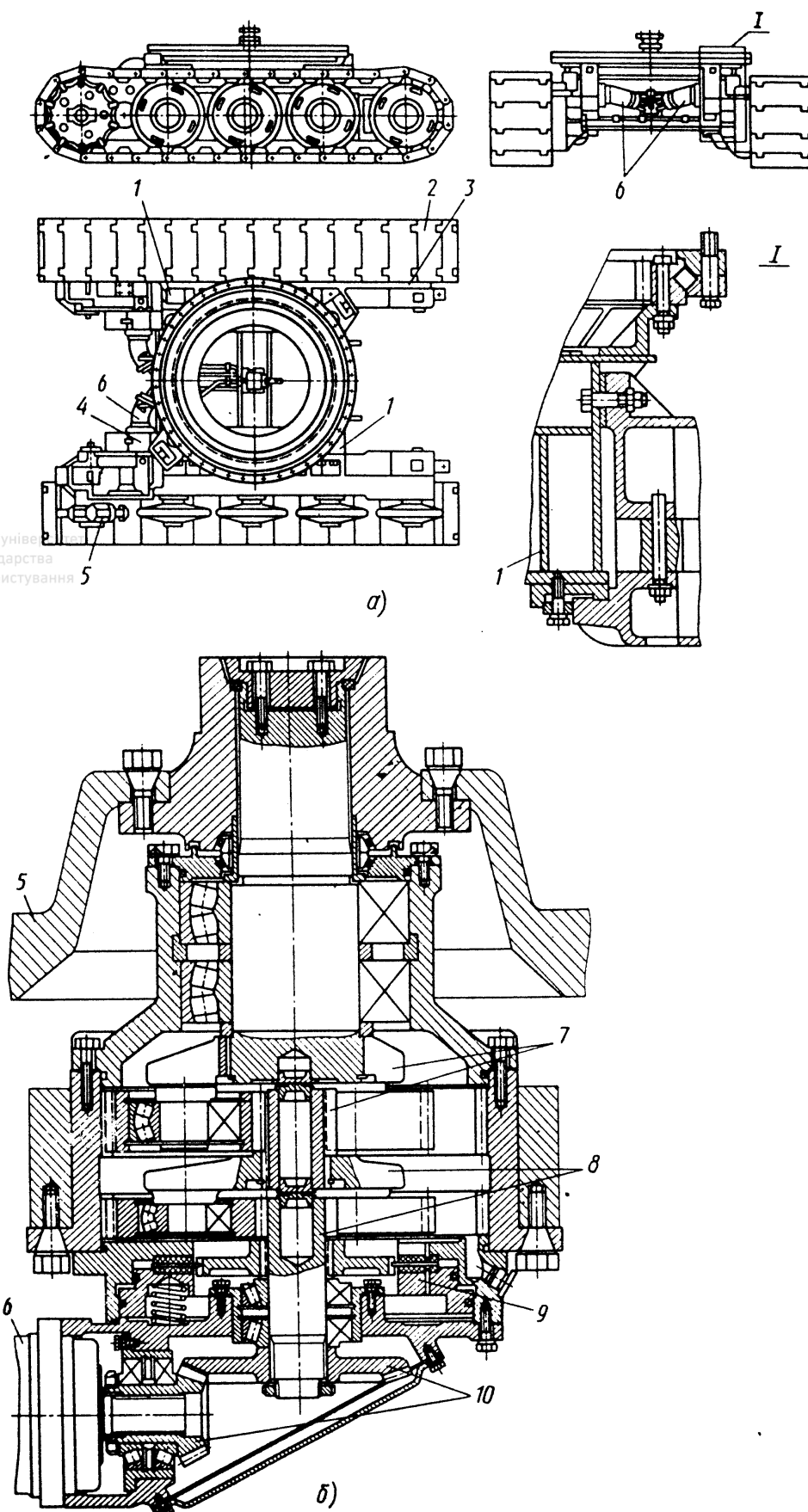


Рис. 10.22. Гусеничний ходовий пристрій з індивідуальним приводом гусеничних стрічок:
а - гусеничний ходовий пристрій; *б* - планетарний механізм: 1 - рама; 2 - гусенична стрічка;
 3 - гусенична рама; 4 - редуктор; 5 - ведуче колесо; 6 - гідромотори; 7 і 8 - перша і друга
 ступінь редуктора; 9 - гальма; 10 - конічні колеса

Планетарний механізм (рис. 10.22, б) у порівнянні з рядним багатоступінчастим більш компактний. Його в основному встановлюють всередині гусеничної рами і зірочки або ведучого колеса 5.

Для кращого розташування привода між гусеницями іноді першу ступінь редуктора виконують із конічних коліс 10. Гідродвигун у цьому випадку розташовується вздовж гусеничної рами ближче до гусеничної стрічки. Планетарна частина редуктора звичайно має два ступені 7, 8. Сонячне колесо першої ступені приводиться в рух від вихідного вала конічної передачі.

У процесі роботи екскаватора у вибої на нього діють значні реактивні горизонтальні сили. Для попередження виштовхування його з вибою в ходовому пристрої передбачені різні стопорні пристрої. При колісному русії стопоріння здійснюється за допомогою колодкових гальм, які в основному встановлюють безпосередньо на колесах. При гусеничному русії гальмуванню частіше піддається вхідний вал редуктора. Для цього на ньому встановлюють колодкове або дискове гальмо 9. Однак, як показав досвід експлуатації, таке рішення істотно впливає на довговічність більшості елементів цього привода, тому що вони постійно є під впливом великих знакозмінних навантажень, що виникають при розробці ґрунту. Для усунення цього на екскаваторах великої потужності останнім часом гальмові пристрої встановлюють на валах ведучих коліс гусениці або вмонтовують у конструкцію гусеничного візка для стопоріння гусеничної стрічки.

10.3. Робота з основними видами робочого обладнання

У процесі робочого циклу гідравлічний екскаватор розробляє ґрунт, переміщує до місця розвантаження, розвантажує його і повертає робоче обладнання у вибій.

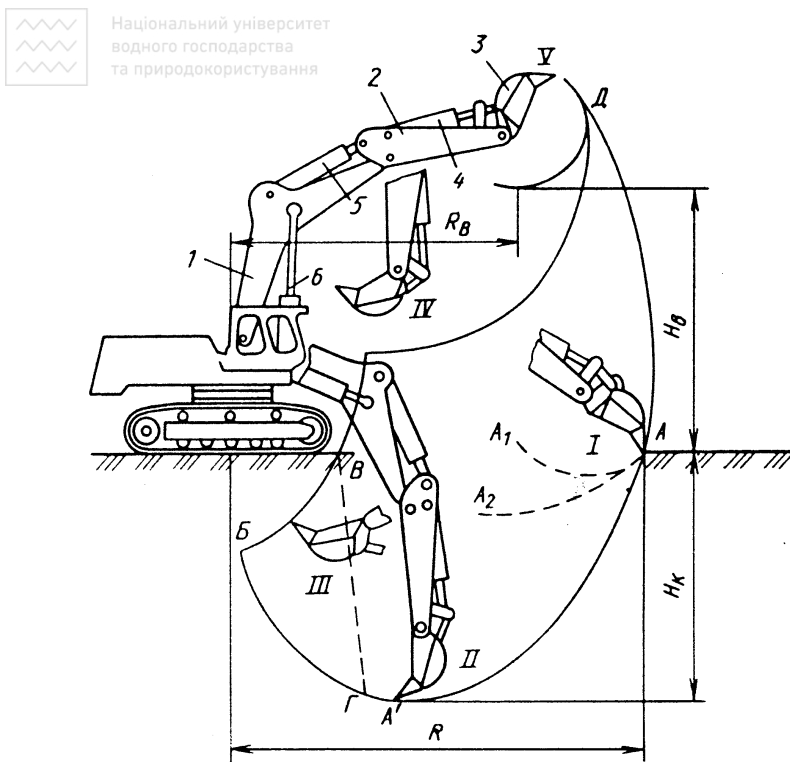


Рис. 10.23. Схема роботи екскаватора, обладнаного прямою лопатою:

1 - стріла; 2 - рукоять; 3 - ківш; 4 - гідроциліндр повороту ковша; 5 - гідроциліндр повороту рукояті; 6 - гідроциліндр повороту стріли

переводиться в положення IV, і платформа повертається на кут $70...110^\circ$ для розвантаження ґрунту з ковша у відвал або транспортні засоби. Розвантажується ґрунт після переведу обладнання в положення V. Розвантаживши ківш, платформу повертають у зворотному напрямку у вибій, і цикл роботи машини повторюється.

Копання при одній стоянці машини у вибої закінчується після виробітку в ньому ґрунту на глибину H_k - у межах області АГВА, обумовленою частиною зони можливого переміщення зубів ковша нижче рівня майданчика, на якому перебуває екскаватор. Повна зона, названа зоною досяжності ковша, значно більша області АГВА. При нижньому копанні зуби ковша можуть перебувати і в області ГБВГ (положення III). Однак тут копання не виконується через неможливість спостереження за ковшем з кабіни машини.

Вище майданчика, де встановлена машина, зону досяжності доповнює область АДСВА. Однак розробка ґрунту тут і в області АГВА одночасно можлива тільки у вибоях з малим обсягом земляних робіт. При значному обсязі, виконання якого пов'язане з пересуваннями машини, ґрунт може розроблятися тільки

Екскаватор, обладнаний зворотною лопатою (рис. 10.23), копає ґрунт рухом ковша вбік машини. Починається копання в основному при найбільш віддаленому від екскаватора положенні I ковша на максимальному радіусі R копання. Для цього залежно від вихідного положення обладнання, наприклад, при знаходженні його в положенні IV втягуються штоки гідроциліндрів 6 стріли, 5 рукояті і 4 ковша. При кваліфікованому керуванні машиною перевод ковша в положення I суміщується з поворотом у вибій обладнання після розвантаження (з положення V).

Копання ґрунту на початковій стадії роботи машини у вибої може виконуватися при повороті ковша 3 щодо рукояті 2, коли зуби переміщуються по траєкторії А-А₁ при повороті рукояті з ковшем щодо стріли 1 (по траєкторії А-А₂) або при суміщенні рухів ковша і рукояті. В міру виробітку ґрунту у вибої початок копання (точка А) зміщується вниз від рівня установки машини до точки А' (положення II). Тут копання частіше виконується поворотом рукояті з ковшем щодо стріли і опусканням останньої.

Процес копання в кожному із цих випадків триває до заповнення ковша ґрунтом. Після цього робоче обладнання

роздільно, тому що після виробітку ґрунту у верхній області машина повинна переміститися вбік забою, а при виробітку в нижній області - у зворотну сторону.

Знання повної зони досяжності ковша важливо при установці на зворотній лопаті замість ковша інших видів робочих органів, наприклад, грейфера, розпушувача, гідромолота.

Після виробітку ґрунту в межах зони досяжності ковша екскаватор при нижньому копанні відсувається на 1,5...2 м від забою, і робочий процес триває.

Екскаватор, обладнаний прямою лопатою (рис. 10.24), копає здебільшого вище рівня стоянки машини. Починається копання тоді, коли ківш перебуває поблизу від гусениць (положення I). Для переведу ковша, наприклад з положення III, стріла 1 і рукоять 2 з ковшем 3 повертаються за годинниковою стрілкою. Це досягається втягуванням штоків гідроциліндрів 4 стріли і 5 рукояті. Окремо цю операцію практично не проводять. Досвідчений машиніст, як правило, виконує її в процесі повороту машини у забій.

Процес копання на початковій стадії утворення і розробки забою може здійснюватися переміщенням зубів ковша по траєкторії $A-A_1$. Після утворення забою майданчик, на якому встановлена машина, розташовується горизонтально. З однієї установки на цьому майданчику екскаватор може розробляти ґрунт у межах зони $ABГДЕА$ досяжності ковша. Це він здійснює за кілька робочих циклів.

Аналізуючи конфігурацію зони досяжності, видно, що в міру розробки забою спостерігається прискорене утворення навісу ґрунту в ньому. На максимальному радіусі копання навіс не утвориться тільки нижче горизонталі $O-O_1$ проведеної через вісь п'яти стріли. При розробці зв'язного ґрунту в межах всієї висоти H_k підйому ковша (точка Г) розмір навісу досягає, приблизно, $0,3H_k$. Збити цей навіс екскаватор, не пересунувшись, не може, тому що всі траєкторії зубів ковша сходяться в одній точці Г. Залишати навіс за умовами техніки безпеки також не можна. З огляду на це, в основному реальну висоту вибою H_p приймають рівною близько $0,7H_k$.

Протягом робочого циклу процес копання ведеться по різному. Найчастіше при роботі у зв'язному ґрунті копання здійснюється за так званою традиційною схемою. У цьому випадку зуби ковша спочатку переміщуються по траєкторії $A-A'$ на товщину стружки, а потім ківш іде вверх по траєкторії $A'-Г$. Заглиблення ковша в ґрунт і зняття їм стружки потрібної товщини при цьому досягається висуванням і втягуванням штоків гідроциліндрів 5 рукояті і 4 стріли. Важливе значення при цьому має і поворот ковша щодо рукояті, здійснюваний за допомогою гідроциліндра 6. Поворот ковша дозволяє істотно змінювати кут різання і знижувати опір копанню.

При доброму розпушенні ґрунту у забої останній перед машиною має пологий укіс (по траєкторії $A-A''$). У цьому випадку копання виконується за схемою, близькою до наявної у навантажувача при його роботі. Ківш значно, приблизно на $2/3$ висоти його передньої стінки, заглиблюється в ґрунт, потім повертається вліво щодо рукояті і йде вверх по траєкторії $AA'-E$. Це досягається на першій стадії втягуванням штоків гідроциліндрів 4 стріли і 6 ковша і висуванням штока рукояті 5, а потім на другій стадії висуванням штоків гідроциліндрів 4 і 6. Після заповнення ковша ґрунтом останній підтягується до машини, приблизно, на глибину його заглиблення в ґрунт при копанні, і робоче обладнання переводиться в положення III. Останню операцію досвідчений машиніст частіше суміщує з операцією повороту ковша на розвантаження. Наприкінці повороту ківш звичайно зупиняється і розвантажується. Після цього машина робить зворотний поворот робочого обладнання у забій, і цикл роботи у забої повторюється.

При оснащенні екскаватора спеціальним навантажувальним обладнанням (див. рис. 10.8), яке застосовується при роботі в добре розпушеному ґрунті, процес заповнення ковша в основному ведеться на рівні стоянки машини.

Навантажувальне обладнання утворює із ланок 1-2-3-4 на ділянках між шарнірами $B-Г-Д-E$ чотириланковий пантограф з рівною довжиною сторін $BГ=ДЕ$ і $BD=ГE$. Така кон-струкція обладнання

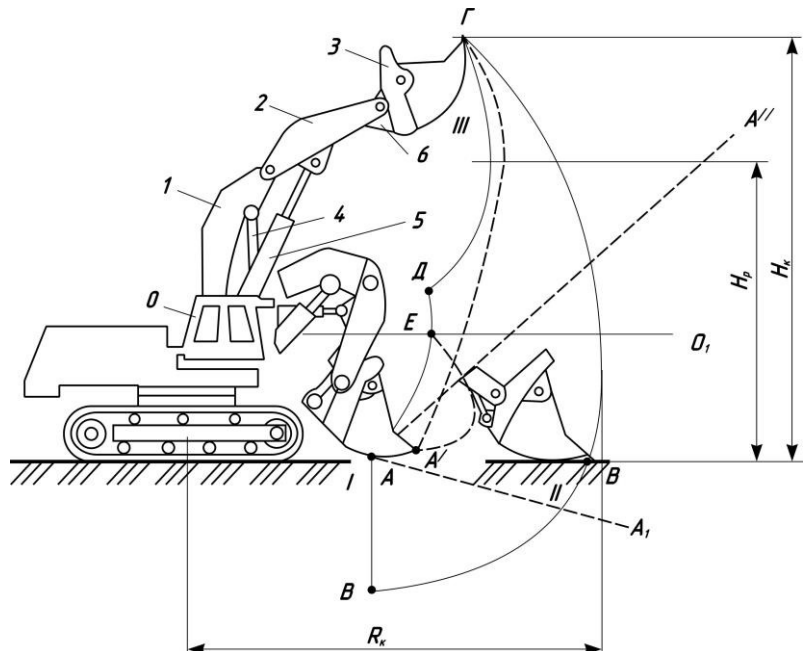


Рис. 10.24. Схема роботи екскаватора, обладнаного прямою лопатою:

1 - стріла; 2 - рукоять; 3 - ківш; 4 - гідроциліндр повороту ковша; 5 - гідроциліндр повороту рукояті; 6 - гідроциліндр повороту стріли

дозволяє одержувати близький до прямолінійного рух зубів ковша на рівні стоянки машини в межах до 2 м.

Робочий процес при навантажувальному обладнанні близький до наявного в екскаватора, оснащеного прямою лопатою при роботі останньої в добре розпушеному ґрунті (від положення *I* до положення *II*). Однак це обладнання дозволяє істотно полегшити керування машиною.

Перед початком копання машина якнайближче наближається до вибою і встановлює зуби ковша на початку укосу ґрунту (положення *I* див. рис. 10.24). Для досягнення цього втягуються штоки гідроциліндрів рукояті і стріли до зіткнення ковша із ґрунтом.

Копання відбувається при висуванні штока гідроциліндра рукояті. Зуби ковша при цьому переміщуються по підшві забою. Після врізання на всю висоту передньої стінки ківш повертається вгору (вліво згідно рис. 10.8) і переводиться в положення для повороту платформи на вивантаження ґрунту. Після здійснення повороту і вивантаження ґрунту з ковша виконується зворотний поворот платформи у забій, і цикл повторюється.

Обладнання грейфер (див. рис. 10.11) на гідравлічних екскаваторах має жорсткий зв'язок з рукояттю і дозволяє розробляти ґрунт при додатковому навантаженні ковша частиною маси машини. Це дозволяє найбільш ефективно здійснювати копання ґрунту.

Процес розробки ґрунту починається на рівні майданчика стоянки машини (рис. 10.25). Для початку копання ківш при розкритих щелепах 1 опускається на ґрунт (положення *I*). Копання завершується закриттям щелеп. Це на машинах виконується по-різному. На екскаваторах третьої розмірної групи щелепи закриваються висуванням штоків циліндрів 2. Однак у більшості випадків це виконується переміщенням повзуна 8 тяг вгору відносно головки щелеп ковша (див. рис. 10.11).

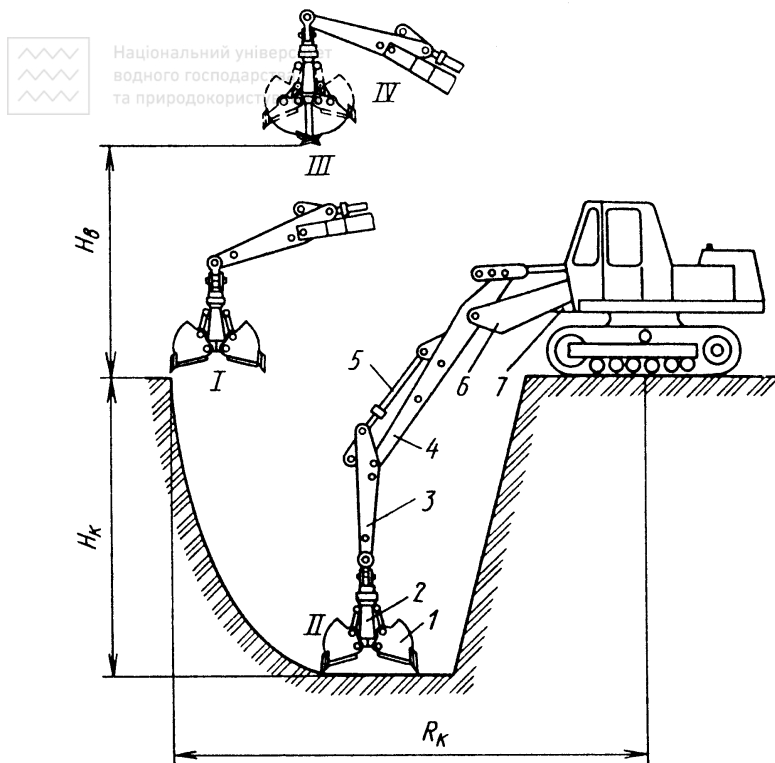


Рис. 10.25. Схема роботи грейфера:

1 - грейферний ківш; 2 - гідроциліндр замикання ковша; 3 - подовжувач рукояті; 4 - рукоять; 5 - гідроциліндр повороту рукояті; 6 - стріла; 7 - гідроциліндр повороту стріли

відміток стріла піднімається, і екскаватор пересувається вздовж брівки на відстань, рівну ширині ковша. При розробці ґрунту на злегка похилих і горизонтальних ділянках місцевості, а також при спорудженні траншей різної ширини планувальник веде роботи у звичайному екскаваторному режимі. Поряд з рухом робочого органа вздовж стріли вбік машини він постійно змінює кут нахилу стріли, тобто працює подібно екскаватору, обладнаному зворотною лопатою.

При обробці бічних стінок траншеї ковшу надається відповідний поворот щодо поздовжньої осі стріли.

10.4. Особливості гідропривода

Системи гідропривода одноківшевих екскаваторів повинні забезпечувати виконання технологічних вимог по реалізації необхідних зусиль і швидкостей на робочому органі при заданих його траєкторіях руху, необхідний крутний момент для привода поворотної платформи і тягово-швидкісні характеристики при

Після заповнення ковша ґрунтом щелепи закриваються і ківш переводиться в положення *III*. Надалі здійснюється поворот платформи на вивантаження ґрунту з ковша, розвантаження (положення *IV*) і зворотний поворот ковша у забій. У положенні *IV* щелепи відкриваються і відбувається розвантаження ґрунту.

У міру поглиблення забою ківш опускається вниз (положення *II*) поворотом стріли 6 вліво, що досягається втягуванням штока гідроциліндра 7, а також поворотом рукояті 4 щодо стріли за допомогою гідроциліндра 5 і нарощуванням подовжувача 3 грейфера (див. рис. 10.11).

Екскаватор-планувальник з телескопічною стрілою (див. рис. 10.14) ефективно може працювати при плануванні і зачищенні похилих, звичайно до 45°, поверхонь споруд, розташованих нижче рівня стоянки машини і які мають більшу довжину і ширину до 12 м, наприклад, при спорудженні укосів у доріг, каналів і т. ін. У цьому випадку машину ставлять наверх біля брівки споруди з можливістю пересування вздовж неї. Стріла розміщується паралельно укосу, і робочий орган робить зворотно-поступальні рухи вздовж нього. Як робочий орган для цих робіт використовують розширений ківш без зубів. У міру досягнення ковшем робочих

пересуванні. Дотримання цих вимог забезпечує мінімальні тривалість циклу і витрати на гідропривод при його виготовленні і експлуатації.

Крім цього, до систем гідропривода однокішшевих екскаваторів пред'являється ряд спеціальних технологічних вимог, що забезпечують: регулювання швидкостей гідродвигунів; захист гідродвигунів і насосів від перевантажень, осідання вихідних ланок під дією зустрічних навантажень; обмеження швидкостей робочого органа при опусканні стріли і руху екскаватора під уклон. Для найбільш повного і корисного використання потужності двигуна привода протягом робочого циклу екскаватора доцільно забезпечувати: поділ потужності по гідродвигунах при суміщенні операцій; передачу при необхідності повної потужності на кожен гідродвигун, особливо в процесі копання і підйому робочого обладнання і пересування екскаватора; зменшення втрат потужності при розгоні і гальмуванні поворотної платформи і опусканні робочого обладнання; зменшення втрат на тертя в елементах гідропривода і по-тужності допоміжних пристроїв.

Для кількісної оцінки раціональності використання потужності силової установки, прийнятої системи гідропривода в циклі екскавації, застосовують критерій $K_0 = K_{Nt} \eta_0$, де: K_{Nt} - коефіцієнт використання за часом потужності силової установки за цикл екскавації; $\eta_0 = \eta_y (1 - K_e)$ - узагальнений ККД системи гідропривода (η_y - ККД силового гідропривода в циклі екскавації; K_e - частка потужності двигуна, яка витрачається на привод допоміжних пристроїв).

Показник K_0 при порівняльних показниках вартості і надійності гідропривода для ідеалізованого розрахункового циклу може характеризувати питому (за потужністю) продуктивність екскаватора, а η_0 - питома витрата палива.

Для забезпечення найкращих показників гідросистем привода однокішшевих екскаваторів в останні роки намітилися певні напрямки їхнього розвитку і прогресивні рішення. Наприклад, робочий тиск у гідросистемах привода має тенденцію до підвищення і для більшості нових моделей екскаваторів масою від 10 т і вище воно становить 28...36 МПа, а в замкнутих контурах досягає 45 МПа. Застосування підвищеного тиску стало можливо в основному завдяки швидкому вдосконалюванню і випуску надійних конструкцій аксіально-поршневих насосів і забезпеченню фільтрації робочої рідини до 10 мкм на зливі повного потоку і до 2 мкм на частині потоку. Двоструменеві гідросистеми будівельних екскаваторів масою 10-50 т, яку застосовуються на більшості моделей універсальних з аксіально-поршневими насосними установками і гідророзподільниками з відкритим центром удосконалюються шляхом:

- використанням безредукторних насосних установок тандемного виконання на базі хитних вузлів з похилою шайбою, що забезпечують зменшення розмірів і маси привода;
- застосування комбінованих регуляторів (з первинним і вторинним регулюванням) робочих об'ємів хитних вузлів насосів (по тиску в робочих лініях керування або по тиску на виході проточного каналу гідророзподільника), що забезпечують зниження енергетичних втрат на дроселювання рідини при регулюванні швидкостей вихідних ланок, при холостому ході, стопорінні або перевантаженні і відповідно зменшують нагрівання робочої рідини;
- введення електронного регулювання хитних вузлів насосів по завантаженню двигуна з використанням датчиків за частотою обертання вала, що забезпечує не тільки режим повного завантаження двигуна, але і режими найбільш економічного його завантаження за витратами палива при легких режимах планувальних, зачисних і інших видів робіт;
- використання гідророзподільників з комбінованим (роздільним і паралельним) живленням золотників, що забезпечують краще суміщення операцій і об'єднання потоків на всі операції робочого обладнання, повороту платформи і пересування.

На легких універсальних екскаваторах масою 10...20 т знову почали застосовувати вдосконалені досить прості одноструменеві гідросистеми, побудовані на базі аксіально-поршневого насоса з похилою шайбою із прифланцьованими до нього допоміжними шестеренними насосами. Удосконалення такої системи полягає в забезпеченні стабільного суміщення операцій у межах технічної можливості силового потоку робочої рідини шляхом певного ускладнення золотників керування із закритим центром для керування редукційними клапанами за перепадом тиску.

На важких екскаваторах масою 50...60 т і вище має перевагу застосування триструменевих гідросистем з окремим струменем живлення гідромотора повороту платформи і двома головними струменями для живлення циліндрів робочого обладнання і гідромоторів ходу. При цьому привод механізму повороту платформи виконаний як по розімкнутому контуру, що дозволяє використати третій струмінь для живлення робочого обладнання при пересуванні і загальну фільтру установку, так і за замкнутим контуром, що забезпечує часткову рекуперацію кінетичної енергії при гальмуванні платформи для підкрутки приводного двигуна. Для регулювання насосів у цих машинах все більше застосовують системи на базі мікроелектроніки і мікропроцесорів.

В екскаваторах середньої і великої потужності все більше розповсюдження починають знаходити різні гідросистеми, які забезпечують рекуперацію енергій при опусканні піднятого робочого обладнання.

Для регулювання швидкості наростання тиску в гідромоторах і гідрочиліндрах, для забезпечення оптимального плавного зростання зусиль почали застосовувати спеціальні клапани.

Одним з перспективних напрямків у вдосконаленні гідропривода екскаваторів є автоматизація керування

роботи на базі використання електрогідравлічного керування і широкого використання мікроелектроніки і мікропроцесорної техніки.

Як приклад, що характеризує вдосконалення найпоширеніших у вітчизняних універсальних екскаваторів двоструменевих систем об'ємного гідропривода з врахуванням викладеного, на рис. 10.26 наведена схема гідросистеми екскаватора ЕО-5124 п'ятої розмірної групи (маса 39 т, потужність двигуна 125 кВт) з енергозберігаючими пристроями.

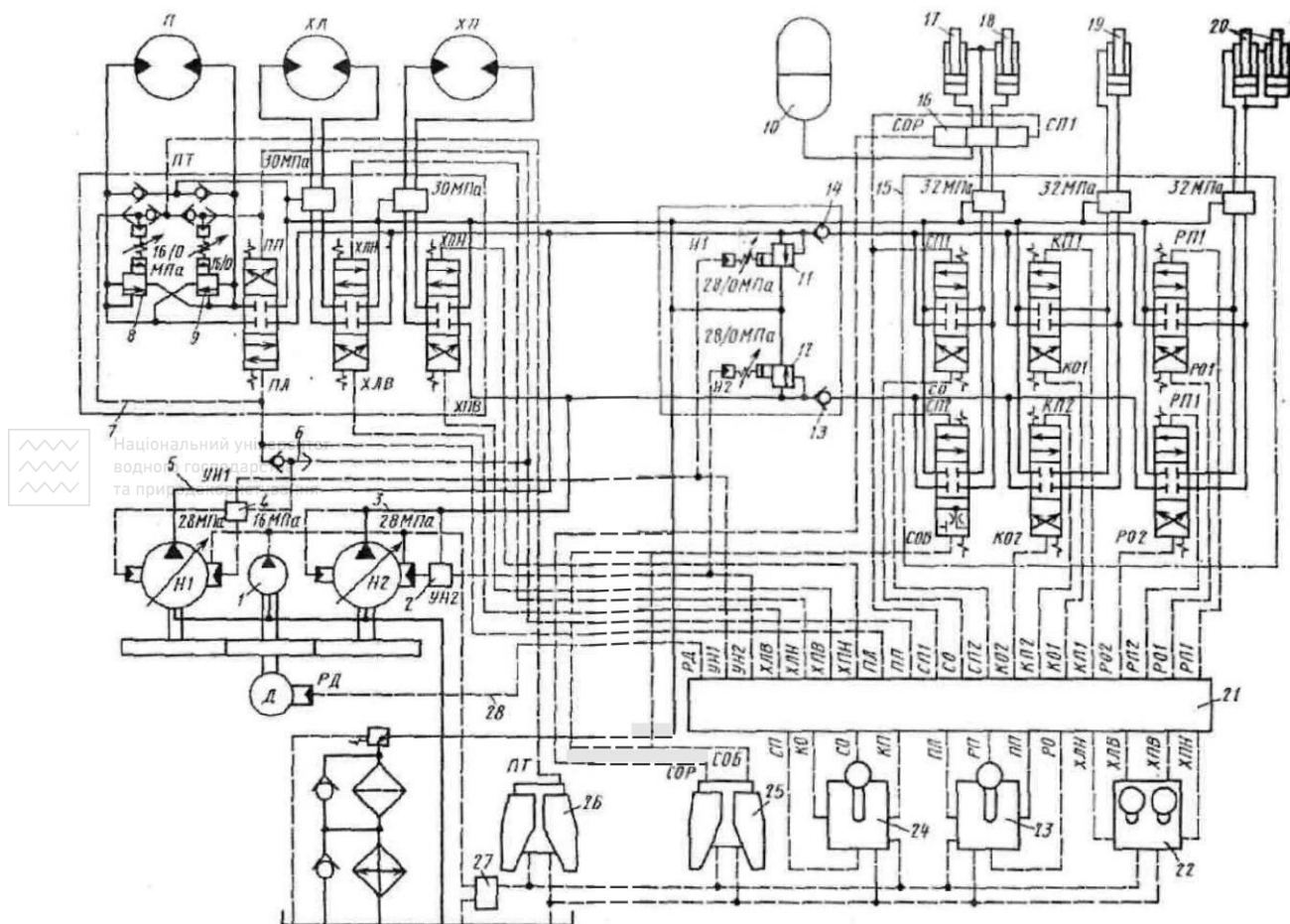


Рис. 10.26. Схема гідросистеми екскаватора ЕО-5124:

лінії сервокерування: ПТ - гальмуванням повороту платформи; СОР і СОБ - рекуперативним і безнасосним опусканням стріли; СП і СО - підйомом стріли і її насосним опусканням; СП1 і СП2 - підйомом стріли від золотників насосів Н1 і Н2; КО і КП - одворотом і поворотом ковша; КО1, КО2, КП1, КП2 - те ж, від золотників насосів Н1 і Н2; ПЛ, ПП - поворотом платформи вліво і вправо; РО, РП - одворотом, відворотом рукояті; РО1, РО2, РП1, РП2 - те ж, від золотників насосів Н1 і Н2; ХЛВ, ХЛН, ХЛВ, ХЛН - лівим і правим гідромоторами ходу «вперед» і «назад»; РД - розвантаженням дизеля; УН1, УН2 - робочими об'ємами насосів Н1 і Н2.

У цій моделі аксіально-поршневі насоси Н1 і Н2 крім автоматичного регулювання тиску робочого об'єму в напірних лініях 5 і 3 регулюють також тиск керування, який від робочих ліній командоапаратів 22-24 керування передається не тільки в керуючі лінії золотників силових розподільників 7 і 15 і до запобіжних розвантажувальних клапанів 11 і 12, але також через апарати 4 і 2 відсічення до керуючих пристроїв силових насосів. Для забезпечення цього регулювання служить комплект логічних клапанів 21.

Застосування примусово регульованих насосів дозволяє: робити об'ємне регулювання швидкостей незалежно від навантаження; спростити конструкцію розвантажувального пристрою; ввести відсічення подачі робочої рідини при тисках нижче рівня настроювання запобіжних клапанів; зменшити (втрати енергії на холостому ходу; підвищити надійність насосів шляхом зменшення ймовірності кавітації і збільшення плавності прикладання навантаження.

У робочих лініях гідромотора П, привода повороту встановлені запобіжні клапани 8 і 9 з гідрокерованим настроюванням, що дозволяє здійснювати рух поворотної платформи накатом при установці в нейтральне положення важеля командоапарата 23. Гальмування платформи здійснюється натисканням на педаль 26, від якої сигнал передається через клапани 6 АБО в лінії настроювання клапанів 8 і 9, що забезпечують плавне гальмування. При включенні золотника, що живить гідромотор повороту платформи, тиск

через клапан АБО передається на клапани 8 або 9, які регулюють його до заданого значення. Таке рішення також сприяє зменшенню втрат енергії і підвищенню продуктивності шляхом використання струменя, що вивільняється, насоса Н1 для інших робочих операцій. Підвищення плавності гальмування поворотної платформи знижує динамічні навантаження і сприяє збільшенню довговічності механізмів повороту і інших елементів конструкції.

У приводі стріли застосована локальна рекуперация енергії при її опусканні за допомогою золотника 16 і пневмогідравлічного акумулятора 10, що забезпечує зменшення втрат енергії на дроселювання рідини. Комплект логічних клапанів 21 дозволяє також одержувати по лінії 28 сигнал на додатковий гідроциліндр, що забезпечує при розвантаженні дизеля привода збільшення частоти обертання його вала до номінальної. Протипросадочні клапани 13 і 14 захищають від зворотного ходу гідроциліндри 17...20 робочого обладнання при суміщенні його руху, наприклад, з пересуваннями екскаватора (гідромотори Х/І і Х/ІІ).

Командоапарат 22 тут служить для керування гідромотором ходу, а командоапарати 23 і 24 - для керування гідромотором повороту платформи і робочим обладнанням. Живлення напірної лінії низького тиску здійснюється від допоміжного насоса 1 через блок 27 відключення і запобігання цієї лінії від перевантажень. Педальний командоапарат 25 керування служить для керування безнасосним (СОБ) і рекуперативним (СОР) опусканням стріли. Енергозберігаючі пристрої, які застосовуються в цій системі гідропривода дозволяють зменшити витрати палива на 20...25% і скоротити тривалість циклу на 5...8%.

10.5. Мета і завдання загального розрахунку одноківшевих екскаваторів

У результаті виконання загального розрахунку екскаватора повинні бути визначені його основні параметри, які, маючи самостійне значення як складова частина технічного завдання на проектування екскаватора, використовуються також для вибору за ними силового та іншого обладнання (двигунів, гідромашин і т.п.) і як вихідні для міцнісних і інших видів розрахунків.

Загальним розрахунком визначаються основні параметри базової частини екскаватора, розміри елементів робочого обладнання, робочі розміри екскаватора, розрахункові навантаження, силові і кінематичні характеристики виконавчих і передавальних механізмів, тривалість виконання операцій і робочого циклу в цілому, теоретична продуктивність екскаватора. До складу загального розрахунку включається також вибір гідроциліндрів, гідромоторів і насосів (для гідравлічних екскаваторів), вибір двигуна.

Наведені нижче методи розрахунку згруповані за тематичною ознакою і тому порядок викладу не завжди відповідає порядку виконання на практиці розрахунків. Відступ від цього правила зажадало б більшого обсягу викладу і, крім того, порушило б його методологічну єдність. При компонуванні розділів методів розрахунку, що викладаються нижче, переслідувалась мета, уникаючи повторень, згрупувати питання за ознакою їхньої спільності: в одних випадках предметної, в інших тематичної. За першою ознакою побудовані розділи, у яких викладені спеціальні питання для екскаваторів з певним виконанням робочого обладнання - гідравлічних і канатних. За другою - розділи, що висвітлюють загальні питання для екскаваторів з будь-яким виконанням робочого обладнання.

Параметри базової частини екскаватора, включаючи силову установку, визначають із умови забезпечення робочого процесу основного виду робочого обладнання - зворотної лопати для гідравлічних, прямої лопати для канатних екскаваторів. Параметри ж інших, змінних видів робочого обладнання, призначають виходячи з можливостей реалізації обраних у такий спосіб енергетичних, геометричних і інших характеристик базової частини екскаватора.

У якості вихідних даних для розрахунку звичайно використовують необхідні технологічні показники, що є деякими осередненими характеристиками розрахункового технологічного об'єкта (моделі), як, наприклад, максимальні глибина для зворотних лопат або висота копання для прямих лопат, радіус копання на рівні стоянки екскаватора, висота вивантаження ґрунту з ковша, середнє кутове переміщення поворотної частини екскаватора на вивантаження, спосіб вивантаження ґрунту (у відвал або транспортні засоби), середня або мінімально допустима технічна (або розрахункова) продуктивність екскаватора, розрахункові характеристики розроблюваних ґрунтів, що включають питомий опір копанню, щільність, коефіцієнт розпушення, коефіцієнти внутрішнього і зовнішнього тертя, інші параметри. За цими вихідними даними на першому етапі загального розрахунку визначають ключові параметри - місткість ковша і масу екскаватора, через які в наступному розрахунку може бути визначена частина основних параметрів. Інші параметри визначають, виходячи з фізичної суті робочого процесу екскаватора за умовами забезпечення його роботи в заданих режимах,

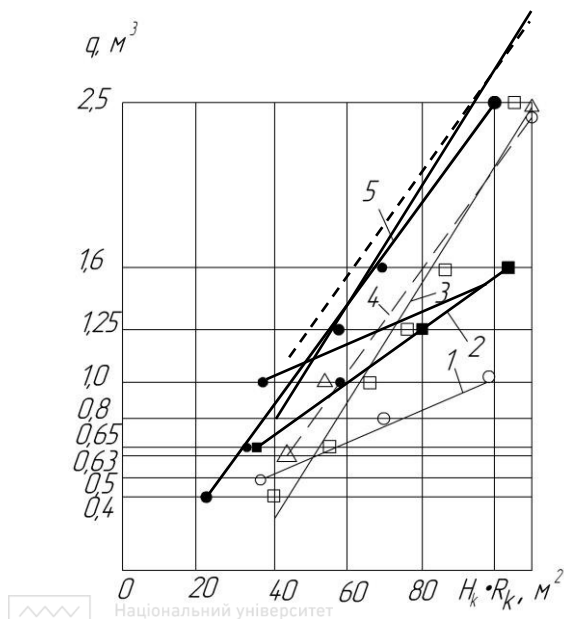


Рис.10.27. Графіки залежностей місткості ковша від узагальненого параметра $H_k R_k$ для гідравлічних екскаваторів з різним робочим обладнанням: 1 - грейфера; 2 - зворотної лопати; 3 - канатних прямих лопат; 4 - прямої лопати; 5 - драглайна

Місткість ковша визначають методами оптимізації, які використовуються при розробці параметричних рядів екскаваторів, покладених в основу побудови стандартів на їхні основні параметри. Відповідно до цих стандартів на рис. 10.27 приведені графіки залежностей місткості ковша q від узагальненого параметра $H_k R_k$ (H_k і R_k - максимальні кінематичні глибина або висота і радіус копання) для деяких видів робочого обладнання гідравлічних (криві 1, 2 і 4) і канатних (криві 3 і 5) екскаваторів, які в першому наближенні можна допустити лінійними.

Масу екскаватора обчислюють остаточно після того, як будуть обрані всі комплектуючі вироби і визначені розміри оригінальних вузлів. В той же час розміри багатьох з цих вузлів, наприклад ходового і опорно-поворотного пристроїв, платформи, визначають у залежності від маси екскаватора. Орієнтовно на стадії попередніх розрахунків маса екскаватора

$$m_e = m_{num} q L_k, \text{ т}, \quad (10.1)$$

де m_{num} - питома маса, яка залежить від типу ходового пристрою і виконання робочого обладнання, для гідравлічних гусеничних екскаваторів з цівковим зчепленням гусениць в середньому $m_{num}=4,25 \text{ т/м}^4$, з гребневим зчепленням $m_{num}=2,3 \dots 4,2 \text{ т/м}^4$, для пневмоколісних екскаваторів $m_{num}=4,5 \dots 5,8 \text{ т/м}^4$; L_k - робочий розмір, прийнятий рівним максимальній глибині копання H_k для зворотних лопат і максимальному радіусу копання R_k для прямих лопат.

Наведені питомі показники відображають сучасний рівень конструкцій екскаваторів і в міру їхнього вдосконалення повинні переглядатися вбік зниження матеріалоемності.

Можливо також, що вихідні дані задаються тільки місткістю ковша або тільки масою екскаватора або ж двома цими параметрами. Наведені графіки і кореляційні залежності дозволяють за одним параметром обчислити другий, також визначити параметр $H_k R_k$ як деяку геометричну характеристику вибою. Для обчислення кожного із множників, що входять у цей добуток, можна використати відношення R_k/H_k за даними аналогів. Остаточно робочі розміри визначаються після того, як будуть відомі розміри елементів робочого обладнання і встановлені їх кутові переміщення.

10.6. Основні розміри базової частини екскаватора

Основні розміри екскаваторних рушіїв призначають з умов забезпечення їх в заданих режимах переміщення, а також стійкої рівноваги при екскавації ґрунту.

Для гусеничних рушіїв основними розмірами є його база l_z (рис. 10.28) - відстань між осями ведучої зірочки і натяжного колеса, колія K і ширина гусениць (довжина башмаків) b_z . За умовами рівної стійкості екскаватора при розташуванні робочого обладнання вздовж і поперек гусеничного візка базу і колію бажано призначати однаковими. При прямолінійному пересуванні довгобазові гусеничні ходові пристрої менш піддані поздовжнім диферентним коливанням, але при цьому погіршуються умови їхнього повороту. Остаточно ці розміри уточнюють за результатами тягового і статичного розрахунків. У практиці проектування гідравлічних екскаваторів приймають $a = K/l_z = 0,764 \dots 0,82$. Для канатних екскаваторів, розрахованих, в основному, на пряме копання $a = 0,64 \dots 0,7$.

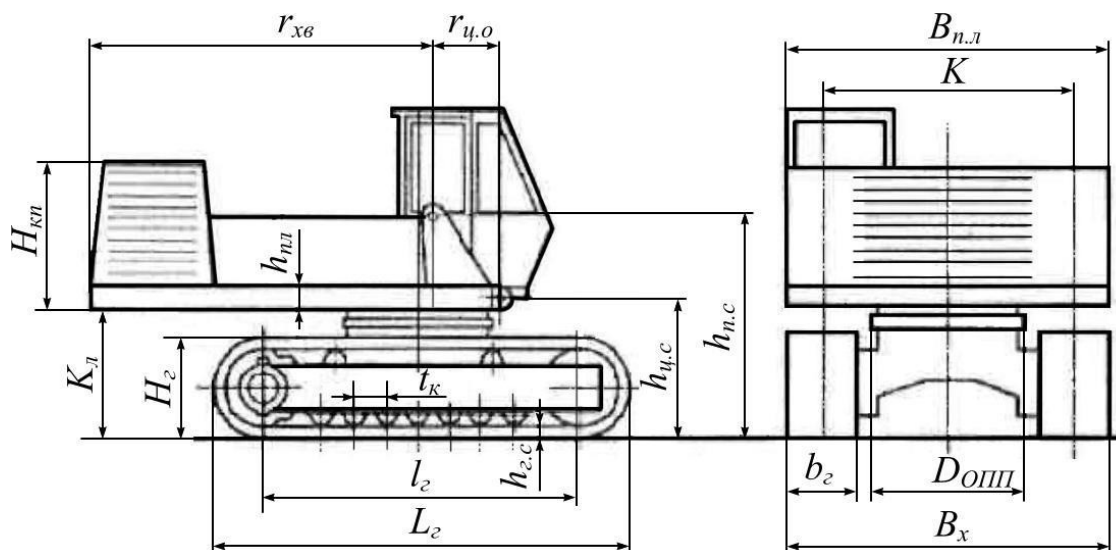


Рис. 10.28. Схема основних розмірів базової частини одноківшевого екскаватора

База і ширина гусениці повинні бути достатніми для того, щоб середній тиск гусениць на ґрунт не перевищував допустиме для розрахункового ґрунту значення, призначене в межах $[p_{cp}] = 25 \dots 110$ кПа:

$$p_{cp} = \frac{m_e g}{2l_z b_z} \leq [p_{cp}], \quad (10.2)$$

де g - прискорення вільного падіння.

Обрані розміри K і b_z перевіряють на можливість розташування опорно-поворотного пристрою (ОПП) у простір між гусеницями з гарантованими зазорами $\Delta = 100 \dots 150$ мм із кожної його сторони. Цим вимогам задовольняє значення:

$$K \geq \frac{D_{ОПП}}{2} + \Delta + \sqrt{\left(\frac{D_{ОПП}}{2} + \Delta\right)^2 + \frac{m_e g a}{2[p_{cp}]}};$$

$$\frac{m_e g a}{2[p_{cp}]K} \leq b_z \leq K - (D_{ОПП} + 2\Delta);$$

$$l_z = \frac{K}{a}, \quad (10.3)$$

де $D_{ОПП}$ - діаметр ОПП.

Остаточно розмір $D_{ОПП}$ визначають із умови забезпечення передачі навантажень від верхньої поворотної частини екскаватора на нижню раму і гусеничний візок. На стадії ескізного проектування його визначають як

$$D_{ОПП} = (0,45 \dots 0,47) \sqrt[3]{m_e}. \quad (10.4)$$

Менші значення коефіцієнта пропорційності відповідають меншим масам екскаватора.

Інші розміри гусеничних візків призначають за подібністю з найбільш прогресивними моделями екскаваторів проектного типу. Значення деяких розмірів гусеничних візків тракторного типу залежно від маси екскаватора приведені в табл. 10.1.

Таблиця 10.1

Розміри гусеничних візків тракторного типу
[за матеріалами фірми Інтертрактор (Німеччина)]

Модульні групи гусеничних візків	Крок гусеничного ланцюга, мм	Висота гусеничної стрічки, мм	Габаритна висота гусениці, м	Висота осі ведучого колеса, м	Рекомендовані маси екскаваторів, м	
					гідрав-лічних	канатних
1	140	94	0,63	0,3	6	8
2	155,6	107	0,74	0,36	10	12
3	155,6	107	0,79	0,39	12	16
4	171,05	132,5	0,84	0,42	16	20
5	171,05	140,5	0,93	0,46	23	28
6	202,8	159,5	1,0	0,48	30	40
7	215,9	170	1,18	0,64	40	60
8	228,6	199,5	1,3	0,68	60	80
9	260,55	246	1,56	0,76	100	150
10	286,46	277,8	1,9	0,9	150	250

Просвіт під поворотною платформою залежить від прийнятої габаритної висоти гусениць $K_z=(1,25...1,3)H_z$. Розміри поворотної платформи визначають конструктивним пророблюванням за умовами розміщення на ній силового обладнання, насосів, апаратів і інших пристроїв, що забезпечують функціонування гідравлічної системи - для гідравлічних або лебідок і передавальних механізмів - для канатних екскаваторів, кабіни керування, стійок або вушок для кріплення стріли та інших пристроїв.

Габаритну ширину базової частини обмежують габаритною шириною залізничного рухомого складу, рівною 3,25 м. Частіше ці обмеження стосуються екскаваторів більших моделей, розміри яких у випадку невідповідності залізничним габаритам варто скорегувати. Транспортну ширину гусеничного екскаватора можна зменшити шляхом зняття однієї або двох гусеничних стрічок при його навантаженні на залізничну платформу.

Базова частина пневмоколісних повноповоротних екскаваторів відрізняється від описаної лише ходовим пристроєм і пов'язаним із цим висотним положенням поворотної платформи. Тип і розмір шин призначають за середнім навантаженням

$$Q_{ш} = \frac{m_e g}{n_{ш}}, \text{ кН}, \quad (10.5)$$

де $n_{ш}$ - загальне число шин.

З огляду на те, що транспортні швидкості пневмоколісних екскаваторів звичайно не перевищують 22...25 км/год, допустиме навантаження на шини приймають на 10...20% більшим за навантаження для транспортних машин. Ці навантаження уточнюють наступним перевірочним розрахунком за даними фактичного розподілу мас складових частин екскаватора для транспортного режиму і зовнішніх навантажень при екскавації ґрунту з урахуванням роботи виносних опор. При цьому допускається 60...90%-е перевантаження шин проти розрахункового навантаження для транспортного режиму. Якщо екскаватор обладнаний виносними опорами і бульдозерним відвалом, що у режимі екскавації може бути використаний як додаткова опора, необхідність у перевірочному розрахунку відпадає.

Звичайно передні колеса в цих екскаваторів виконують одношинними, а задні двошинними з відповідним зсувом осі обертання поворотної платформи від середини до задніх коліс на 1/6 базової відстані. Базу цих екскаваторів визначають як

$$l_k = (1,38...1,13)\sqrt[3]{m_e}, \quad (10.6)$$

а колію

$$K = (0,85...0,73)l_k. \quad (10.7)$$

Коефіцієнти пропорційності відповідають масам екскаваторів $m_e=10...15$ т. Просвіт під поворотною платформою в цих екскаваторів становить у середньому $K_z=1,04D_0$ (D_0 - зовнішній діаметр колеса). Інші розміри базової частини визначають, як і для гусеничних екскаваторів.

10.7. Параметри робочих зон і лінійні розміри робочого обладнання

Заданими розмірами елементів робочого обладнання, їхніми взаємними переміщеннями, обмеженими накладеними на них зв'язками і координатами п'яти стріли на поворотній платформі однозначно визначається область можливих положень ріжучих крайок зубів ковшів, за якими можуть бути визначені робочі розміри екскаватора - максимальні глибина або висота копання (відповідно для екскаваторів, що розробляють ґрунт нижче і вище рівня стоянки), висота і радіус вивантаження ґрунту. У практиці проектування однокішєвих екскаваторів доводиться вирішувати зворотне завдання - визначати розміри і граничні переміщення елементів робочого обладнання, що задовольняють заданим робочим розмірам.

Форму і розміри ковшів визначають залежно від їхньої місткості і особливостей застосування. Координати п'яти стріли найчастіше задають, іноді коректують їх у процесі розрахунків з метою задоволення особливим вимогам, які можуть бути сформульовані лише за проміжними або кінцевими результатами розрахунків. Звичайно стрілу канатних екскаваторів закріплюють шарнірно у вушках на передній балці поворотної платформи. У гідравлічних екскаваторах з нижнім розташуванням гідроциліндрів підйому стріли, характерним для вітчизняних машин, на цьому місці встановлюють кінцевий шарнір гідроциліндра, а стрілу піднімають над платформою, закріплюючи її на стійці. Орієнтовно висоту $h_{n.c}$ і радіус $r_{n.c}$ п'яти стріли можна обчислити за кореляційними формулами:

$$\begin{aligned} h_{n.c} &= h_{uc} + 0,15l_z, \text{ м}, \\ r_{n.c} &= r_{uc} - 0,18l_z, \text{ м}, \end{aligned} \quad (10.8)$$

де h_{uc} і r_{uc} - висота і радіус п'яти гідроциліндра стріли.

У розрахунковій кінематичній моделі робочого обладнання зворотна лопата (рис. 10.29) гідравлічного екскаватора стріла, рукоять і ківш відображаються ланками відповідно l_c , l_p і l_k , що є в обраному масштабі кінематичними довжинами відповідних елементів, які обміряні по осях кінцевих шарнірів (з'єднання стріли із платформою і рукояттю, рукояті зі стрілою і ковшем, для ковша - від шарніра до ріжучих крайок зубів). Кінематичну довжину ковша визначають через радіус, який описується при повороті ковша ріжучими крайками зубів, що відповідно до діючого галузевого стандарту обчислюють залежно від місткості q (м³) як $R_k = 1,25\sqrt[3]{q} + 0,25$ м. З урахуванням зношування зубів, у середньому рівного 2/3 від граничного

зношування, $l_k \approx 0,95R_k$.

Кінематичну довжину двох інших елементів робочого обладнання визначають із умов забезпечення заданих робочих розмірів і утримання в ковші ґрунту без просипання при будь-яких положеннях стріли і рукояті. Кращим рішенням цих розмірів буде таке, при якому матеріалоемність робочого обладнання буде мінімальною, підстріловий простір достатньо заповнений надземною частиною осевого профілю робочої зони, а «підкоп» під ходовий пристрій буде незначним. Певною мірою останньою вимогою обумовлена безпечна робота екскаватора відносно його стійкості біля брівки розроблюваного укосу. За цим критерієм відстань від опорного контуру екскаватора до брівки укосу не повинна бути меншою 1 м (точка К). Ці рекомендації, обов'язкові при виконанні екскаваторних робіт, у той же час не повинні звужувати кінематичні можливості робочого обладнання екскаваторів, які при дотриманні правил безпечного ведення робіт можуть бути з користю реалізовані, наприклад, при ритті траншей вузькими ковшами.

При визначенні розмірів l_c і l_p задаються також виробленими практикою проектування кутовими переміщеннями стріли $\alpha_{c,e} + \alpha_{c,n} = 100 \dots 85^\circ$, рукояті $\alpha_p = 110 \dots 90^\circ$, ковша $\alpha_k = 160 \dots 140^\circ$ з початковим одворотом від рукояті $\alpha_{k,noc} = 25 \dots 15^\circ$ і відношенням $l_c/l_p = 1,8 \dots 2,8$, варіюючи ці параметри в межах першої -

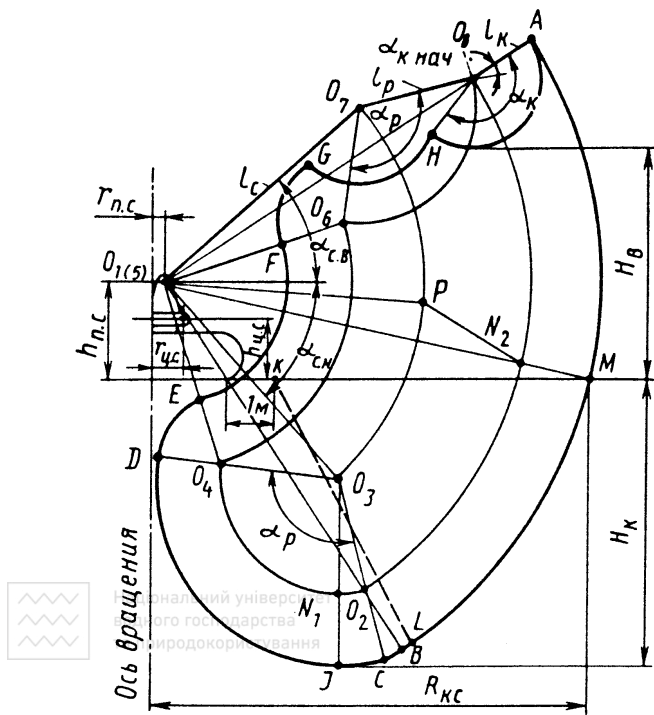


Рис. 10.29. Осьовий профіль робочої зони гідравлічного екскаватора, обладнаного зворотною лопатою

систої розмірних груп екскаваторів. Обрані розміри l_c і l_p повинні забезпечити розмір H_k при $\alpha_{c,n} \leq 52 \dots 45^\circ$ (положення $O_1 O_2 N_1 J$), $R_{k,c}$ при граничному одвороті рукояті від стріли (звичайно на $10 \dots 12^\circ$ більше цього розміру в положенні копання на максимальній глибині) і спрямленою в одну лінію з l_c ланкою l_k (положення $O_1 P N_2 M$), H_k при максимальному підйомі стріли на кут $\alpha_{c,e}$ з фіксованими на ній рукояттю і ковшем у колишніх взаємних положеннях (положення $O_1 O_7 O_8 A$). Частіше задовольняючим цим вимогам розміри l_c і l_p визначають за робочими розмірами H_k , або $R_{k,c}$, а висота вивантаження при зазначених вище кутових переміщеннях стріли задовольняється автоматично. Відзначимо, що при обраних так l_c і l_p звичайно тільки один з робочих розмірів буде в точності дорівнювати заданому, інші ж робочі розміри будуть більші заданих.

За результатами цих розрахунків будують осьовий профіль робочої зони екскаватора, контур якого складається з дуг кіл, послідовно описаних із центрів O_1, O_2, \dots, O_8 .

Лінійні розміри робочого обладнання пряма лопата (рис. 10.30) - кінематичні довжина l_c стріли і l_p рукояті - при відомих розмірах ковша, обчислених за аналогією з ковшами зворотних лопат, визначимо з умов забезпечення установки ковша для розробки ґрунту в будь-якій точці ефективної робочої зони $ACED$. Необхідно, зокрема, щоб без зміни положення стріли кіш міг переміститися з початкового положення, що відповідає копанню на міні-мальному радіусі $R_{k,c,min}$ (точка D), у кінцеве положення на рівні H_3 при максимальному вильоті (точка C). У цьому положенні висота точки C повинна перевищувати висоту осі шарніра G, з'єднуючого рукоять зі стрілою, приблизно на 20%. Тоді точка G стане вершиною рівнобедреного трикутника CDG . Кінематична довжина стріли l_c визначиться в обраному масштабі довжиною відрізка OG . Аналогічно довжину рукояті визначимо довжиною відрізка FG .

Кінематичний кут α_p повороту рукояті розраховують за положеннями останньої на початку і у кінці копання. Найбільший кут $\alpha_{G,D}$ установки стріли над горизонтом обчислюють за більшим з двох значень $\alpha'_{c,e}$ в кінці копання на першій стружці і $\alpha''_{c,e}$ при вивантаженні ґрунту в задню частину кузова транспортного засобу. За умовами безпеки в останньому випадку відстань Δ між хвостовою частиною поворотної платформи і транспортним засобом приймають не менше 1 м. Кут $\alpha_{c,n}$ нижнього положення стріли визначають за можливістю розробки виїмки глибиною H'_k (на рис. 10.30 не показано). Повне кутове переміщення ковша приймають рівним $\alpha_k = 145 \dots 151^\circ$. Радіус R_e вивантаження визначають за фактичними розмірами робочого обладнання у положенні вивантаження при заданому H_e на максимальному вильоті ковша. Цим розміром оцінюють здатність екскаватора вивантажувати ґрунт в середину кузова транспортного засобу.

Звичайно приймають $\alpha_{с.н}=50^\circ$ і $\alpha_{с.в}=30^\circ$. Хід L_c рухливої секції стріли визначають із умови забезпечення необхідної глибини копання H_k при максимальному нахилі стріли $\alpha_{с.н}=50^\circ$ (рис.10.32). Для визначення координат осі підвіски стріли O , крім положення стріли за заданою висотою H_v вивантаження, будують її транспортне положення, у якому вона не повинна виходити за габаритну висоту екскаватора. Кінематичну довжину стріли з повністю висунутою рухливою секцією визначають відстанню AB , а з повністю висунутою секцією - відстанню AC .

Розміри ковшів прямих лопат канатних екскаваторів визначають конструктивним проробленням. Орієнтовно кінематичну довжину l_k ковша можна визначити також залежно від місткості ковша:

$$l_k = 1,46\sqrt[3]{q}, \text{ м.} \quad (10.9)$$

Довжину стріли і рукояті визначають або безпосереднім розрахунком виходячи з умов відповідності заданим робочим розмірам екскаватора - максимальним висоті і радіусу копання, висоті і радіусу вивантаження, або за формулами подібності виду

$$l = k\sqrt[3]{m_e}, \quad (10.10)$$

де: l - загальне позначення обумовленого параметра; k - коефіцієнт подібності.

10.8. Загальний розрахунок гідравлічних екскаваторів

Нижче розглянуті ті складові частини розрахунку, які є специфічними для гідравлічних екскаваторів. Визначення параметрів механізму повороту, тяговий і статичний розрахунок, а також розрахунок продуктивності екскаватора, методологічно подібні для машин з будь-яким виконанням робочого обладнання, розглянуті окремо. У той же час характеристика, що нижче приводиться, найбільш енергоємної операції робочого процесу однокішшевих екскаваторів - копання ґрунту - є загальною як для гідравлічних, так і для канатних екскаваторів.

При копанні на робоче обладнання діють опори ґрунту відділенню від масиву і гравітаційні сили - власні, приєднаних елементів і ґрунту, що транспортується у ковші. У відношенні зовнішнього навантаження процес копання ґрунту нестационарний, що обумовлено, насамперед, нестабільністю геометрії зрізу і мінливістю питомих характеристик опору копанню ґрунту. Врахування цих факторів для конкретних умов робить завдання досить складним, а його результати, якщо такі вдалося б одержати, потребували б при практичній реалізації додаткової статистичної обробки для одержання осереднених і інших статистичних параметрів, що характеризують відхилення дійсного процесу від деякого стаціонарного.

У практиці розрахунків силової взаємодії землерийних робочих органів із ґрунтом затвердилися методи визначення потрібних параметрів на основі моделювання землерийного процесу відповідно до поставленого завдання. Якщо для визначення параметрів силової установки із усього комплексу статистичних характеристик будуть потрібні тільки середні значення навантажень на робочому органі, наприклад середні квадратичні, то для спрощення рішення завдання доцільно землерийний процес змодельовати стаціонарним, зберігши в ньому загальну подібність з дійсним процесом і виключивши фактори, що обумовлюють відхилення зовнішнього навантаження; від згаданих осереднених характеристик. У нашому ви-падку це може бути досягнуто шляхом представлення ґрунту як однорідного масиву з вихідною зовнішньою поверхнею простої геометричної форми.

Якщо розробка ґрунту забезпечується переміщенням ковша за траєкторіями малої кривизни при слабкій зміні товщини стружки, наприклад, шляхом повороту рукояті або поступального переміщення висувної секції стріли екскаватора-планувальника із зафіксованим на ній ковшем, то для визначення дотичної складової опору ґрунту копанню придатна залежність

$$P_{01max} = k_1 c b \quad (10.11)$$

де: k_1 - питомий коефіцієнт різання ґрунту; c - товщина стружки; b - ширина стружки.

Розрахункову товщину стружки в цьому випадку приймають для гідравлічних екскаваторів однаковою по всій дузі траєкторії ковша:

$$c = \frac{q}{B_k(l_p + l_k)\beta_p}, \quad (10.12)$$

де: B_k - ширина ковша; β_p - кутове переміщення за одну операцію копання, для зворотних лопат $\beta_p \approx 2/3 \alpha_p$, для прямих лопат β_p визначають як різницю кутів γ , утворених поздовжніми осями стріли і рукояті при переміщенні ковша по середній лінії LM ефективної робочої зони з початкової точки L у кінцеву M (див. рис. 10.30).

Ширину ковша призначають залежно від його місткості. Наприклад, для основних ковшів зворотних лопат типу 02 відповідно до діючого галузевого стандарту $B_{к.02} = 1,5\sqrt[3]{q} - 0,26$ м. Для вузьких і широких ковшів, відповідно типів 01 і 03, $B_{к.01(03)} = B_{к.02} q_{01(03)} / q_{02}$, де індексами 01, 02 і 03 визначено приналежність позначуваних ними величин до ковшів

відповідних типів.

При постійному для розрахункового ґрунту k_1 і постійному b , рівному ширині ковша, значення P_{01} стає пропорційним товщині стружки. Якщо зуби ковша переміщуються за траєкторіями великої кривизни при змінній товщині ґрунтової стружки як, наприклад, при розробці ґрунту поворотом ковша або щелеп ковша грейфера, використання за-лежності (10.11) для визначення зусиль на зубах ковшів призводить до похибок, які часто перевищують припустимі. У випадках, що описуються суттєво проявляються особливості відокремлення ґрунту від масиву по майданчиках дотичних граничних напружень (майданчиках ковзання), які пов'язані з напрямом руху ріжучого інструменту. На рис. 10.33, а показані майданчики ковзання AB і $A'B'$, які відповідають однаковій товщині стружки, але різним напрямкам руху ріжучого інструмента - в напрямку збільшення товщини стружки для майданчика AB і її зменшення для $A'B'$. Слід очікувати, що у першому випадку фактичне зусилля P_{01} буде більшим, ніж у другому. В той же час його розрахунок за формулою (10.11) дає однаковий результат.

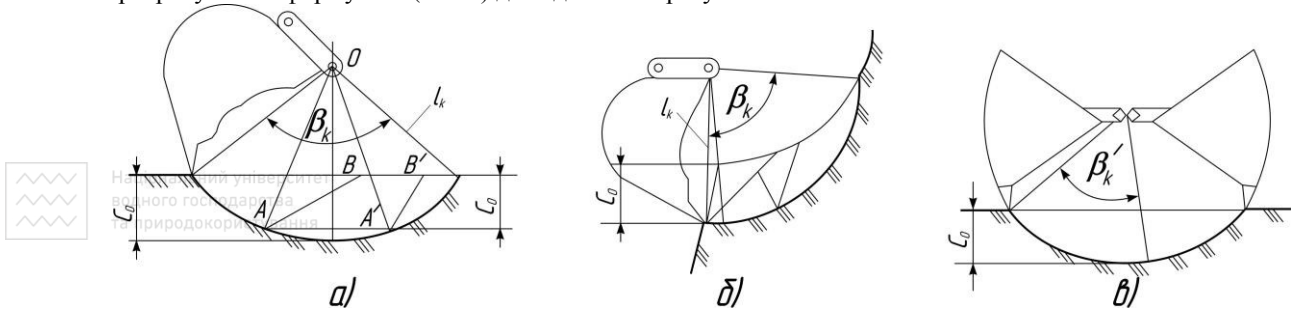


Рис. 10.33. Розрахункові схеми копання ґрунту поворотом ковша зворотної а) і прямої б) лопат і щелеп ковша грейфера в) гідравлічного екскаватора

На основі аналізу навантаження ковшів для схем копання поворотом ковша, які найбільш часто зустрічаються (див. рис. 10.33), з врахуванням особливостей процесу встановлені наближені співвідношення, які дозволяють коректувати результати розрахунків опорів P_{01} , отримані (10.11) шляхом введення поправочного коефіцієнта ξ

$$P_{01} = P'_{01} = k_1 B_k c_0 \xi. \quad (10.13)$$

де c_0 - максимальна товщина стружки.

При копанні за схемою, приведеною на рис. 10.33, а, поправочний коефіцієнт є функцією

$$\xi = \frac{[1 + \cos(\delta + \varphi)][\cos \theta - \cos(\beta_k/2)]}{[1 + \cos(\delta + \varphi - \theta)][1 - \cos(\beta_k/2)]}, \quad (10.14)$$

де: δ - кут різання; φ - кут зовнішнього тертя ґрунту; β_k - кутове переміщення ковша за одну операцію копання; θ - поточна кутова координата ріжучих крайок зубів, яка відраховується в напрямку повороту ковша від бісекторної площини кута β_k .

Цей коефіцієнт перетворюється в нуль на кінцях інтервалу $-\beta_k/2 \leq \theta \leq \beta_k/2$, дорівнює одиниці при $\theta = 0$ і досягає максимуму при

$$\theta = \theta^* = -2 \arctg \left(\operatorname{tg}^2 \frac{\beta_k}{4} \operatorname{tg} \frac{\delta + \varphi}{2} \right).$$

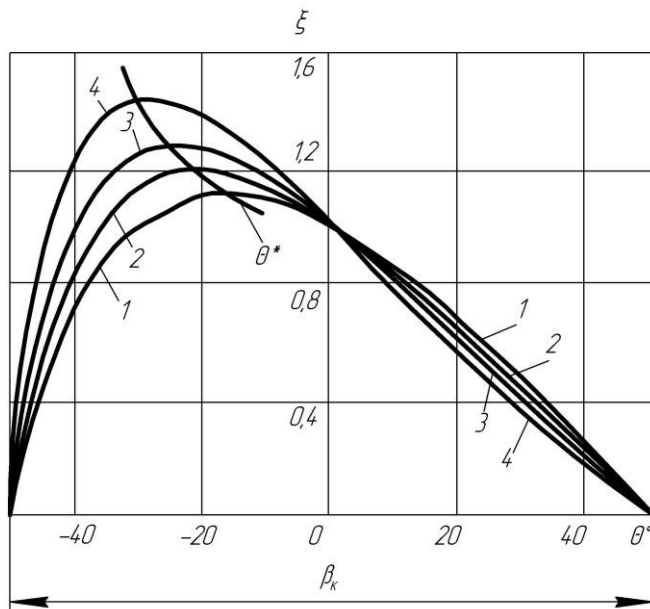


Рис. 10.34. Графік зміни поправочного коефіцієнта ξ по дузі копання ґрунту поворотом ковша зворотної лопати

В якості прикладу на рис. 10.34 представлені графіки зміни функції $\xi = \xi(\theta)$ по аргументу θ при постійному $\beta_k = 100^\circ$ і сумарних значеннях $\delta + \varphi$, рівних 70, 80, 90 і 100° (криві 1, 2, 3 і 4). З аналізу цих графіків і вихідних за-лежностей для їхньої побудови випливає, що максимальні зусилля на зубах ковша виникають із випередженням максимуму товщини стружки і тим раніше, чим більші параметри β_k і $\delta + \varphi$. При цьому більшим зсувам цього максимуму від бісекторної площини кута β_k відповідають більші значення зусилля P_{01} , які у всіх випадках будуть більше обчисленого за формулою (10.11).

У порівнянні зі зворотними лопатами

градієнт зміни товщини стружки в прямих лопат буде значно меншим, у зв'язку з чим опір P_{01} у цьому випадку припустимо визначати за формулою (10.11).

У практиці проектування гідравлічних екскаваторів затвердилася методика визначення енергетичних параметрів через роботу активних сил, яка витрачається на подолання опору ґрунту копанню і підйому ґрунту, який заповнив ківш, і елементів робочого обладнання. Якщо зусилля P_{01} підкоряється залежності (10.11), робота, яка витрачається на подолання цього опору на шляху S , визначиться інтегралом

$$A_{01} \int_0^S P_{01} dS = k_1 b \int_0^S c dS.$$

Множник $b \int_0^S c dS$ є обсяг ґрунту, що відокремлюється від масиву на шляху S . Виражаючи цей обсяг

через місткість q ковша, коефіцієнт k_n його наповнення і коефіцієнт k_p розпушення ґрунту і приймаючи для кінця копання $k_n = k_p$, перепишемо вираз для роботи A_{01} у вигляді

$$A_{01} = k_1 q. \quad (10.16)$$

Якщо ж опір $P_{01} = P'_{01}$ підпорядкований залежності (10.13), то робота, затрачувана на його подолання, виражається більш складною залежністю, яку для шляху, що відповідає наповненню ковша при $k_n = k_p$, можна представити як

$$A'_{01} = A_{01} a, \quad (10.17)$$

де a - поправочний коефіцієнт.

На рис. 10.35 представлені лінії рівних значень a у двовимірному полі параметрів β_k і $\delta + \varphi$ при копанні ґрунту поворотом ковша зворотної лопати. Розрахунки показують, що при розробці ґрунту ковшем грейфера цей коефіцієнт збільшується на 5...8%. Причому більші збільшення відповідають більшим значенням кутів β_k і

$\delta + \varphi$, особливо останньої суми.

Роботу на підйом ґрунту і елементів робочого обладнання, що беруть участь у копанні, визначимо сумою

$$A_{nido} = g \sum m_i h_i, \quad (10.18)$$

де: g - прискорення вільного падіння; m_i і h_i - маса і проекція на вертикаль переміщення центру мас i -го елемента.

Переміщення h_i обчислюють за різницею висотних оцінок центру мас i -го елемента наприкінці і початку операції. Ця величина може бути як позитивною, якщо рівень центру мас елемента наприкінці копання виявиться вище початкового рівня, так і негативною - у протилежному випадку.

При копанні ґрунту поворотом ковша робота A_{nido} достатньо мала, у зв'язку з чим її рекомендується враховувати в повній роботі A_k поправочним коефіцієнтом k_{nido}

$$A_k = A'_{01} k_{nido}, \quad (10.19)$$

приймаючи для лопат $k_{nido} = 1,03 \dots 1,04$, для грейферів $k_{nido} = 0,98 \dots 0,99$.

При копанні ґрунту поворотом рукояті або переміщенням по укусу ковша планувальника повну роботу визначають сумою

$$A_p = A_{01} + A_{nido}. \quad (10.20)$$

При обчисленні роботи A_{nido} масу ґрунту визначають в обсязі місткості ковша залежно від щільності ґрунту, масу ковша, відповідно до діючого стандарту, визначають як $m_k = k_k q$, де k_k - коефіцієнт пропорційності, прийнятий рівним 1,35; 1,25 і 0,9 т/м³ відповідно для ковшів типів 01, 02 і 03. При визначенні маси рукояті зворотної лопати враховують як основну, так і хвостову її частини. Довжину останньої обчислюють за відомим ходом L_n поршня гідроциліндра повороту рукояті $l_{p.xg} = L_n / [2 \sin(\alpha_p/2)]$. Оскільки на цьому етапі розрахунку зазначений гідроциліндр ще не обраний, тому орієнтовно значення L_n можна прийняти по гідроциліндру повороту ковша, для вибору якого (див. нижче) вихідні дані вже є. Питому масу рукояті за даними статистичної обробки для існуючих екскаваторів приймають у середньому рівною 0,1...0,38 т/м при масі екскаваторів 6...40 т і рівною 0,38...1 т/м при масі екскаваторів 40...100 т. Маса гідроциліндра повороту ковша приймають за типовими кресленнями, за аналогами та ін.

Висотні переміщення ґрунту і елементів робочого обладнання зручно визначати графічним методом, вибравши розрахункове положення для прямої і зворотної лопат на останній стружці безпосередньо перед пересуванням екскаватора на нову стоянку. Для зворотної лопати кінець копання призначають при такому положенні рукояті, коли вона буде нахилена до горизонту під найменшим кутом (точка B , див. рис. 10.36).

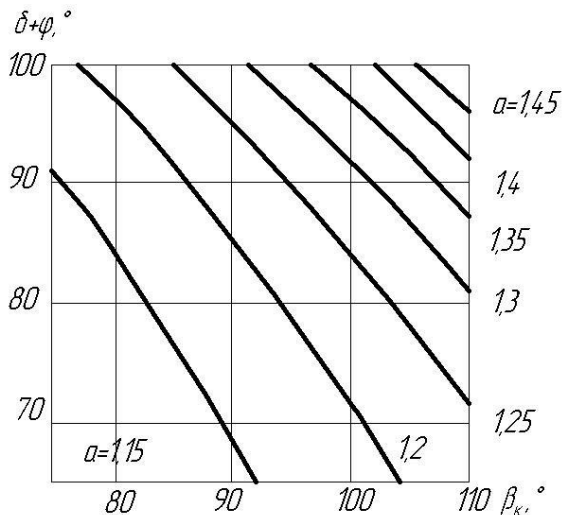


Рис. 10.35. Графіки для визначення поправочного коефіцієнта

Початку копання відповідає положення рукояті з ковшем, відверненої від кінцевого положення на кут β_p (точка А). Як приклад на рис. 10.36 представлена схема висотних переміщень зворотної лопати.

Вихідне положення центру мас ґрунту в масиві в припущенні сталості товщини стружки на всій дузі траєкторії ковша приймають на бісекторній площині кута β_p із полюсною відстанню $r_c = l_x / \beta_p$ (l_x - довжина хорди, що стягує дугу β_p радіуса $l_p + l_k - c/2$). Центри мас ковша і ґрунту в ньому в кінцевому положенні припустимо сумістити.

Після заповнення ковша ґрунтом робоче обладнання піднімають у положення розвантаження ковша, частково суміщуючи цю операцію з поворотом платформи. Для гідроциліндрів повороту ковша і рукояті (якщо такі рухи мають місце при підйомі робочого обладнання) цей режим менш енергоємний у порівнянні з копанням, а тому він не є для зазначених гідроциліндрів розрахунковим. Для гідроциліндрів підйому стріли при розробці ґрунту нижче рівня стоянки цей режим найбільш енергоємний. Виконана ними робота витрачається на подолання сил ваги всіх елементів робочого обладнання, включаючи гідроциліндри повороту ковша і рукояті, а також ґрунту в ковші при їхньому переміщенні з нижнього вихідного у верхнє кінцеве положення. Її визначають за формулою (10.18) з урахуванням різниці висотних потенціалів центрів мас переміщуваних елементів, не залежної від можливої зміни взаємного розташування останніх у процесі цього переміщення.

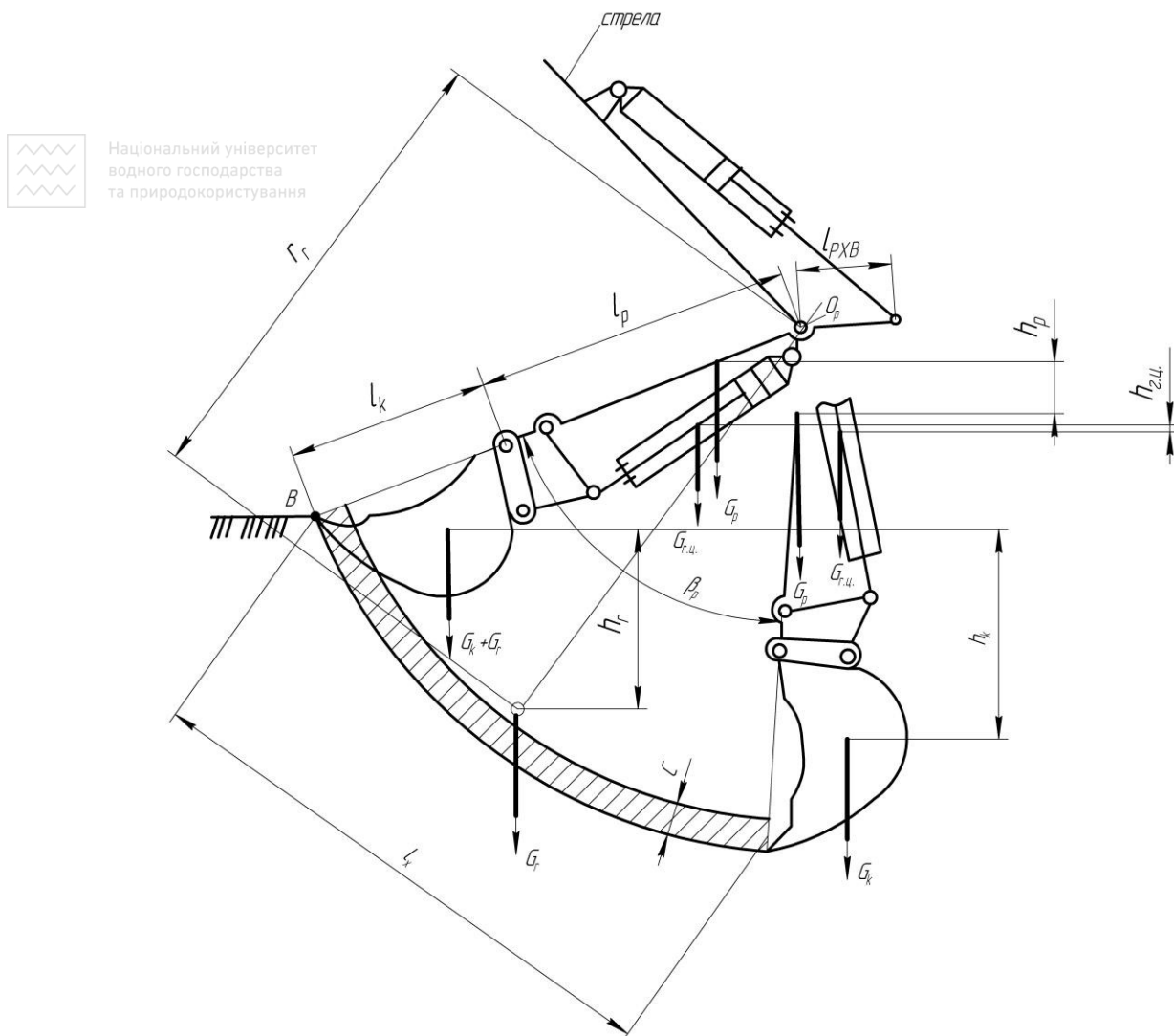


Рис. 10.36. Схема до визначення висотних переміщень робочого обладнання і ґрунту при копанні поворотом рукояті

Залежно від прийнятих вихідного і кінцевого положень системи, що переміщується, результати розрахунків за формулою (10.18) будуть багатозначними і потребують статистичної обробки для одержання середнього значення роботи $A_{п.о.}$. Ті ж результати можливо одержати завданням статистичних середніх вихідного і кінцевого положень. Звичайно приймають початкове положення відповідне копанню на глибині, рівній $2/3H_k$ при необхідності після підвороту ковша до рукояті щоб уникнути просипання з нього ґрунту (положення I, рис. 10.37). Кінцеве положення приймають відповідним висоті розвантаження, рівній $2/3H_g$ (положення II). Як приклад на рис. 10.37 приведені висотні переміщення для робочого обладнання зворотної лопати.

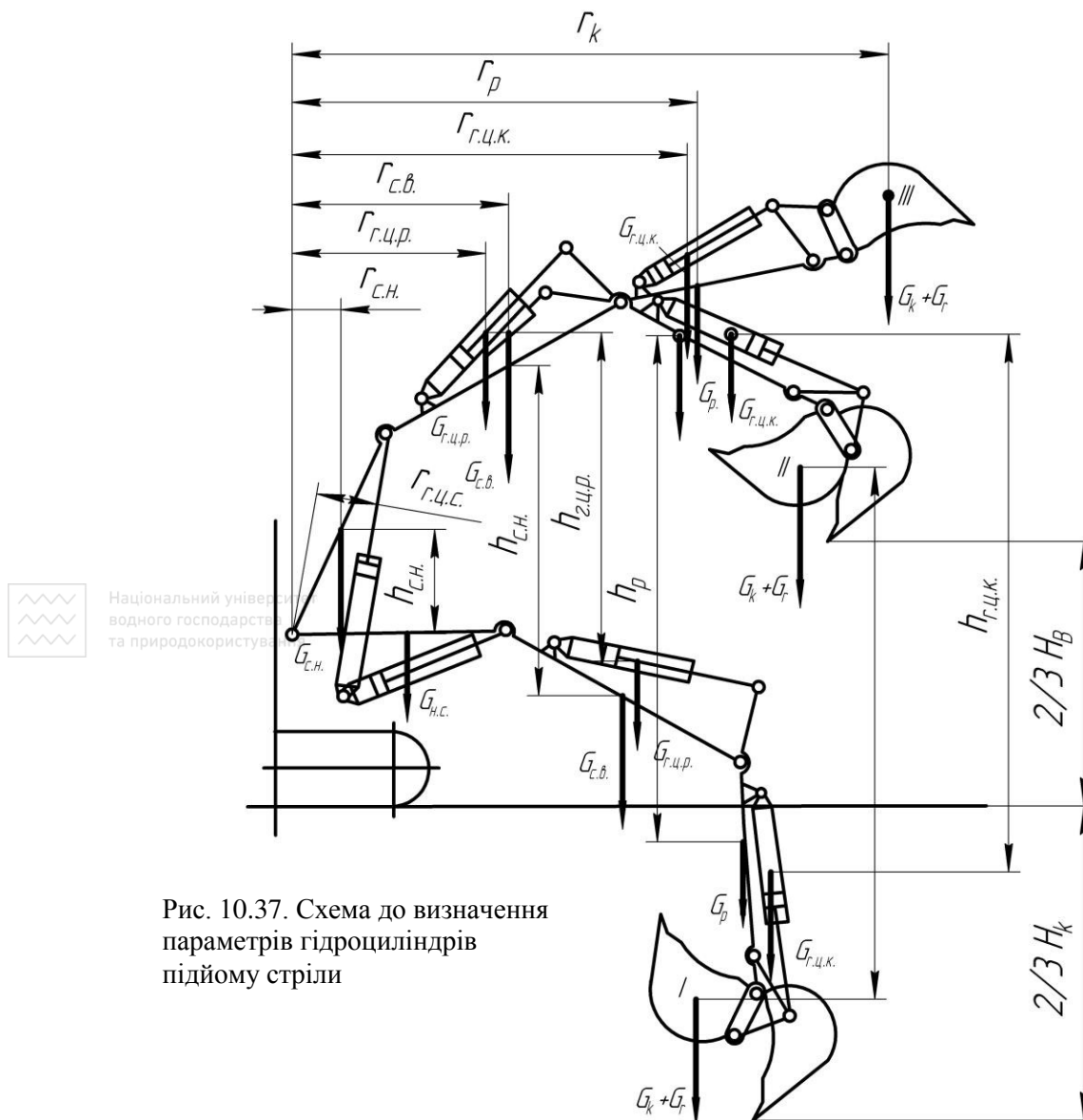


Рис. 10.37. Схема до визначення параметрів гідроциліндрів підйому стріли

У порівнянні з описаними опорами копанню іншу природу має опір зануренню ковша навантажувального робочого обладнання в штабель сипкого або кускового матеріалу.

Горизонтальну складову цього опору визначають за формулою

$$P_{01} = 316,2 B_{\kappa} L_{\text{вн}}^{1,25} C a k_h k_{\phi}, \quad (10.21)$$

де: B_{κ} - ширина ковша, м; $L_{\text{вн}}$ - глибина занурення ковша в штабель, м; C - коефіцієнт, що залежить від крупності і ступеня розпушення матеріалу, для пісків $C=0,4 \dots 0,8$, для глин $C=1,2 \dots 1,9$ (менші значення для добре розпушених, більші - для погано розпушених матеріалів); a - коефіцієнт, що враховує щільність і абразивні властивості матеріалу, для глин і вапняків середньої крупності $a=0,1$, для пісків і піщаників $a=0,12$; k_h - коефіцієнт, що враховує вплив висоти штабеля, при висоті штабеля $0,6 \dots 1,4$ м і більше $k_h=0,8 \dots 1,3$; k_{ϕ} - коефіцієнт форми ковша, для навантажувальних ковшів $k_{\phi}=1,1$.

Відповідно до рекомендацій ВНДІбуддормаша ширину ковша навантажувача визначають за емпіричною формулою $B_{\kappa}=1+0,35q$. Максимальну глибину занурення ковша в штабель можна прийняти рівною довжині прямолинійної частини передньої стінки ковша $L_{\text{вн},\text{max}}=L_{\text{оп}}=0,63+0,31q$.

Припускаючи лінійну зміну опору P_{01} у функції переміщення ковша по підшві штабеля, робота, що витрачається на занурення

$$A_{\text{зн}}=0,5 P_{01,\text{max}} L_{\text{зн},\text{max}}, \quad (10.22)$$

а робота на поворот ковша, коли він не суміщується із зануренням перед підйомом для вивантаження

$$A_{\text{к.пов}}=0,7 P_{01,\text{max}} L_{\text{зн},\text{max}}. \quad (10.23)$$

Перераховані види робіт забезпечуються відповідними гідроциліндрами (повороту ковша, рукояті і стріли - для лопат і навантажувачів, повороту щелеп ковша - для грейферів, повороту ковша і стріли і переміщення рухливої секції останньої - для планувальників), параметри яких повинні задовольняти умовам:

$$A \leq F_n L'_n (p_{\text{гц},n} - p_{\text{сл}} \xi) \eta_{\text{гц}} \eta_{\text{мех}} ;$$

$$A \leq F_n L'_n (p_{\text{гц},n} \xi - p_{\text{сл}}) \eta_{\text{гц}} \eta_{\text{мех}} \quad (10.24)$$

залежно від того, в яку порожнину (поршневу або штокову) подається робоча рідина.

Тут A - загальне позначення виконуваної гідроциліндром роботи; F_n - площа поршня гідроциліндра; L'_n - хід поршня, відповідний виконаній роботі A ; $p_{\text{гц},n}$ - номінальний тиск рідини в робочій порожнині гідроциліндра, рівний номінальному тиску на виході з насоса (для насосів серій 200 і 300 із бронзовими блоками циліндрів $p_{\text{гц},n}=20$ МПа) мінус гідравлічні втрати в трубопроводах і розподільних пристроях; $p_{\text{сл}}$ - втрати тиску в зливній лінії; ξ - відношення робочої площі поршня у штоковій порожнині до площі F_n , $\xi=0,2; 0,375; 0,5$; $\eta_{\text{гц}}$ - ККД гідроциліндра, що враховує механічні втрати енергії при висуванні поршня і штока, $\eta_{\text{гц}} \approx 0,98$; $\eta_{\text{мех}}$ - ККД механізму, що приводиться гідроциліндром.

Припускаючи прямопропорційний зв'язок між повним L_n і частковим L'_n ходом поршня, тобто $L_n/L'_n=f=\text{const}$, і виключаючи за допомогою цього відношення L'_n з нерівності (10.24), знайдемо необхідний робочий об'єм гідроциліндра при робочих поршневій ($V_{\text{гц}(n)}$) і штоковій ($V_{\text{гц}(ш)}$) порожнинах відповідно:

$$V_{\text{гц}(n)} = F_n L_n \geq \frac{A f}{[(p_{\text{гц},n} - p_{\text{сл}} \xi) \eta_{\text{гц}} \eta_{\text{мех}}]},$$

$$V_{\text{гц}(ш)} = F_n L_n \geq \frac{A f}{[(p_{\text{гц},n} \xi - p_{\text{сл}}) \eta_{\text{гц}} \eta_{\text{мех}}]}. \quad (10.25)$$



Національний університет
водо, Усього всіх де випадках
та природокористування

У випадку, коли обертотворення обертового переміщення елемента робочого обладнання, що приводиться гідроциліндром відношення f можна обчислити наближено як $f \approx 1,1 \sin \frac{\alpha}{2} / \sin \frac{\beta}{2}$, де α і β - повне і часткове, відповідне ходу L'_n , кутове переміщення елемента, що приводиться. Для гідроциліндра висувної секції стріли планувальника $f=L_c/L_n$, де L_c - повне переміщення висувної секції, $L_c=L_n$; L_n - шлях наповнення ковша.

Обчислений за умовами (10.25) робочий обсяг гідроциліндра є комплексною характеристикою останнього. Для його перекладу в параметри F_n і L_n принаймні одним з них варто задатися, наприклад, за аналогією з існуючими екскаваторами. Попередньо у випадку привода ковша через шестиланковий шарнірно-важільний механізм хід поршня варто призначати $L_n=(2 \dots 2,25)l_{\text{в.з.}}$, де $l_{\text{в.з.}}$ - довжина веденої ланки - відстань між осями ківшевих шарнірів, яка обирається з меж $l_{\text{в.з.}}=160 \dots 610$ мм при $q=0,05 \dots 1$ м³ і $l_{\text{в.з.}}=700 \dots 820$ мм при $q=1,6 \dots 6,3$ м³. При цих значеннях досягається задовільне компонування механізму повороту ковша. У випадку безпосереднього з'єднання штока гідроциліндра з ковшем за схемою чотириланкового шарнірно-важільного механізму хід поршня рекомендується приймати з округленням до стандартного значення за формулою

$$L_n = \frac{l_{\text{в.з.}}}{2 \sin \left(\frac{\alpha_{\text{к}}}{2} \right)}. \quad (10.26)$$

Для грейфера із центральним розташуванням гідроциліндра $L_n=(1,5 \dots 1,65) l_{\text{в.з.}}$.

На цьому етапі розрахунків можуть бути корисними широко використовувані в практиці проектування екскаваторів принципи уніфікації гідравлічних циліндрів, які дозволяють знизити трудові витрати і вартість при виготовленні машин і їхньому технічному обслуговуванні. Якщо не вдається досягти повної уніфікації, що полягає в ідентичності встановлюваних на екскаваторі гідроциліндрів, то прибігають до часткової уніфікації за діаметрами поршнів і штоків. У цьому випадку гідроциліндри будуть складатися з однакових деталей, крім гільзи циліндра і штока, які відрізняються довжиною.

Обрані гідроциліндри перевіряють на здатність долати розрахункові опори, включаючи максимальні, в активному режимі роботи з умови

$$F_n \geq \frac{(P_{np}/u)_{\text{max}}}{(p_{\text{гц},\text{max}} - p_{\text{сл}} \xi) \eta_{\text{гц}} \eta_{\text{мех}}}, \quad (10.27)$$

де: P_{np} - приведена до зубів ковша дотична сила опору переміщенню елементів робочого обладнання, що приводяться гідроциліндром; u - передаточне відношення в кінематичному ланцюзі від гідроциліндра до ріжучих крайок зубів; $p_{\text{гц},\text{max}}$ - максимальний активний тиск рідини в робочій порожнині гідроциліндра, рівне тиску настроювання запобіжного клапана (для насосів серій 200 і 300 при бронзовому блоці циліндрів $p_{\text{гц},\text{max}}=25$ МПа, при сталевому блоці $p_{\text{гц},\text{max}}=32$ МПа) мінус гідравлічні втрати в трубопроводах і розподільних пристроях.

Сила P_{np} збігається за напрямком з дотичним опором P_{01} і визначається з умови рівності її моменту щодо осі обертання елемента робочого обладнання, що приводиться гідроциліндром, сумі моментів щодо тієї ж осі всіх сил опору переміщенню ланок, що приводяться гідроциліндром, включаючи їхні сили ваги, а в режимі копання, крім того, дотичну складову опору ґрунту копанню P_{01} . За розрахункове приймають максимальне

до поворотної платформи (гідроциліндр повороту стріли), методика якої досить повно освітлена в спеціальній літературі. У результаті виконання цієї частини розрахунків повинні бути отримані лінійні розміри механізмів повороту відповідних елементів робочого обладнання, що задовольняють заданим кутовим переміщенням останніх. При цьому в якості відсутніх використовують умови оптимізації за критерієм стабільності передаточного відношення механізму на всьому інтервалі його кутового переміщення, мінімізації кутів тиску в шарнірах пар, що суміщуються, та ін. При необхідності за прийнятими раніше рішеннями вносять виправлення.

Рішення завдання про максимальні зусилля на зубах ковша проілюструємо для випадку копання ґрунту поворотом ковша зворотної лопати. Для деякого фіксованого взаємного розташування елементів робочого обладнання (рис. 10.39) припустимо по тиску робочої рідини в поршневій порожнині гідроциліндра ковша дотичне зусилля на зубах ковша визначиться як

$$P_{\kappa} = F_n (p_{\text{цл. max}} - p_{\text{св. с}}) u_{\kappa} \eta_{\text{цл}} \eta_{\text{мех}} \kappa / k_{\text{мід}}, \quad (10.28)$$


де індексами κ у символів u і $\eta_{\text{мех}}$ позначена їхня приналежність до механізму повороту ковша.

$$\text{Для шестиланкового механізму (див. рис. 10.38, а) } u_{\kappa} = \frac{r_1 r_3}{r_3 l_{\kappa}}.$$

Плечі r_1 , r_2 , r_3 і r_4 показані на рис. 10.38, а.

Нормальна складова зусилля на зубах ковша зусиллям на штоці гідроциліндра не обмежена. Тому повне зусилля на зубах ковша може бути представлено вектором з початком на різьблених кромках зубів (точка А, рис. 10.39) і кінцем на лінії 1, паралельній AO_{κ} і віддаленій від неї на відстань h_{κ} , в обраному масштабі сил, рівному за модулем P_{κ} .

Аналогічно, за реактивним зусиллям на штоці гідроциліндра рукояті можуть бути отримані прямі 2 і 3, паралельні AO_p , що обмежують смугу вектора зусилля на зубах ковша. Параметри h_p і h'_p в попередньому масштабі сил приймаються рівними модулям зусиль

відповідно:  національний університет
водного господарства
та природокористування

$$P_{\text{рп}} = F_n (p_{\text{цл. реак}} + p_{\text{св. с}}) u_{\text{рп}} \eta_{\text{цл}} \eta_{\text{мех. р}} k_{\text{мід}}; \quad P'_{\text{рп}} = F_n (p_{\text{цл. реак}} + p_{\text{св. с}}) u_{\text{рп}} k_{\text{мід}} / \eta_{\text{цл}} \eta_{\text{мех. р}}, \quad (10.29)$$

де $p_{\text{цл. реак}}$ - тиск рідини в порожнині гідроциліндра, що стискається, рівний тиску регулювання перепускного клапана плюс гідравлічні втрати у трубопроводі на ділянці від клапана до гідроциліндра; індексами p у символів u і $\eta_{\text{мех}}$ позначена приналежність останніх до механізму повороту рукояті.

Передаточне відношення $u_p = r_p / l'_p$, плечі r_p і l'_p показані на рис. 10.39.

Також визначають смугу вектора можливих зусиль на зубах ковша, обмежених гідроциліндром стріли (лінія 4 і 5). Отриманий багатокутник $BCDEFG$, обмежений лініями 1, 2, 3, 4, 5 і 6, представляє собою годограф вектора зусиль на зубах ковша з полюсом в точці А, який містить в собі інформацію про зусилля, які можуть бути реалізовані на зубах в даній точці вибою при заданому взаємному розташуванні елементів робочого обладнання. За годографом, зокрема, можуть бути визначені максимальні значення дотичних і нормальних зусиль на зубах ковша. У нашому випадку для положення елементів робочого обладнання, представленого на рис. 10.39 ці зусилля позначені символами P_t і P_n (або P_p).

Такі годографи можливо отримати для множини вузлових точок вибіркової частини робочої зони екскаватора, попередньо розбивши її на очка, число і розміри яких призначаються в залежності від необхідної точності інформації. Задача вирішується в чотирирівнічному просторі перебором сполучень трьох незалежних змінних, якими є кутові положення стріли відносно базової частини екскаватора, рукояті відносно стріли і ковша відносно рукояті. Комплексною функцією служить годограф зусиль на зубах ковша. Великий об'єм обчислень передбачає застосування ЕОМ.

Так як одній і тій точці вибою можуть відповідати різні сполучення вказаних кутових переміщень елементів робочого обладнання, то для кожної такої точки може бути отримана множина годографів зусиль P . За результатами їх аналізу можуть бути розроблені рекомендації раціональної кінематики робочого обладнання в цьому режимі копання ґрунту, при якому зусилля P_t будуть максимальними.

Аналогічні розрахунки виконують для режиму копання ґрунту поворотом рукояті.

Перейдемо до визначення параметрів насосної установки повноповоротних гідравлічних екскаваторів, яка повинна забезпечувати одночасну незалежну роботу не менше як двох виконавчих елементів. На сучасних універсальних будівельних гідравлічних екскаваторах застосовують подвоєні (двоструменеві) насоси, об'єднані одним корпусом, з вмонтованим роздаточним редуктором і регулятором потужності.

Потрібну потужність насосної установки визначають за найбільш енергоємною операцією копання.

$$N_n = A / (t_{\kappa} \eta_{\kappa}), \quad (10.30)$$

де: A - робота, що витрачається на копання, кДж, яка приймається за більшим з двох значень A_{κ} або A_p ; t_{κ} - тривалість копання, с; η - повний ККД насосів і гідродвигунів системи, включно з трубопроводами і розподільними пристроями; k_i - коефіцієнт використання потужності насосної установки. В середньому $k_i = 0.85$.

Тривалість копання орієнтовно визначають за емпіричною залежністю

$$t_{\kappa} \approx 6,3 \sqrt[3]{q}. \quad (10.31)$$

Мінімальну $Q_{\text{нас. min}}$ подачу насосів, м³/с, відповідну максимальному $p_{\text{н. max}}$ тиску, кПа, визначають як

$$Q_{\text{н. min}} = N_n \eta_{\text{н}} / p_{\text{н. max}}, \quad (10.32)$$

де $\eta_{\text{н}}$ - повний ККД насосів.

Максимальну подачу обмежують максимально допустимою швидкістю висування штоків гідроциліндрів $V_{\text{ш. max}} = 0.3 \dots 0.5$ м/с, яка може бути реалізована, наприклад, на початку копання ґрунту поворотом ковша, а також на транспортних операціях робочого циклу екскаватора. Враховуючи об'ємним ККД η_v втрати в насосі і напірній лінії гідросистеми, знайдемо

$$Q_{\text{н. max}} = F_{\text{н. min}} V_{\text{ш. max}} / \eta_v. \quad (10.33)$$

У розрахунок включають меншу з площ поршнів гідроциліндрів повороту ковша або рукояті. Якщо для привода якого-небудь з цих механізмів прийняти два гідроциліндри, то для визначення площі F_n додають їх площі.

Відношення

$$K_q = Q_{\text{н. max}} / Q_{\text{н. min}} \quad (10.34)$$

визначає діапазон регулювання насосів.

Насоси вибирають за максимальною подачею (сумарно для всіх насосів). Так як в загальному випадку необхідні максимальні і паспортні номінальні подачі звичайно не збігаються, то фактичну подачу доводять до необхідної коректуванням номінальної частоти обертання вала насоса (хв^{-1}):

$$n_{н.ном.факт} \frac{60Q_{н.мах}}{V_n}, \quad (11.35)$$

де V_n - робочий об'єм насоса, м³.

Двигун вибирають за потужністю, для гусеничних екскаваторів визначають за формулою

$$N_d = \frac{N_n}{\eta_{ред} k_{вих}}, \quad (10.36)$$

де: $\eta_{ред}$ - ККД роздаточного редуктора, включаючи вмонтований редуктор для дво- і три-струменевих насосів; $k_{вих}$ - коефіцієнт зниження вихідної потужності двигуна через коливання, зовнішнього навантаження, при нерегульованих насосах $k_{вих}=0,75$; при регульованих насосах $k_{вих}=0,9$.

Для пневмоколісних екскаваторів потужність двигуна визначають тяговим розрахунком. Звичайно вона на 25...30% вище потужності, отриманої за формулою (10.36).

За фактичною частотою n_d обертання колінчастого вала обраного двигуна і номінальною частотою вала насоса визначають передаточне число роздаточного редуктора

$$u_{ред} = \frac{n_d}{n_{н.ном.факт}}. \quad (10.37)$$

Контрольні питання



Національний університет
водного господарства
та природокористування

1. Будова робочого обладнання гідравлічного екскаватора.
2. Будова навантажувального робочого обладнання.
3. Будова робочого обладнання грейфера.
4. Будова робочого обладнання екскаватора-планувальника.
5. Будова механізмів привода повороту екскаваторів.
6. Опишіть схему роботи екскаватора, обладнаного зворотною лопатою.
7. Охарактеризуйте принципи побудови гідравлічних систем керування одноківшевих гідравлічних екскаваторів.
8. Як визначається маса і параметри базового обладнання одноківшевих екскаваторів?
9. Опишіть порядок побудови кінематичної схеми одноківшевого екскаватора.
10. Визначення зусиль, що діють в робочому обладнанні при копанні ґрунту.
11. Визначення зусиль, що діють в гідроциліндрах гідросистеми керування робочим обладнанням.

11.1. Робоче обладнання, процеси роботи, привод і його механізми

Канатні одноківшеві будівельні екскаватори випускаються промисловістю із можливістю установки на машині різних видів робочого обладнання; найчастіше пряму або зворотну лопату, драглайн, грейфер або кран. Основним з них при проектуванні машини прийнято вважати обладнання пряма лопата.

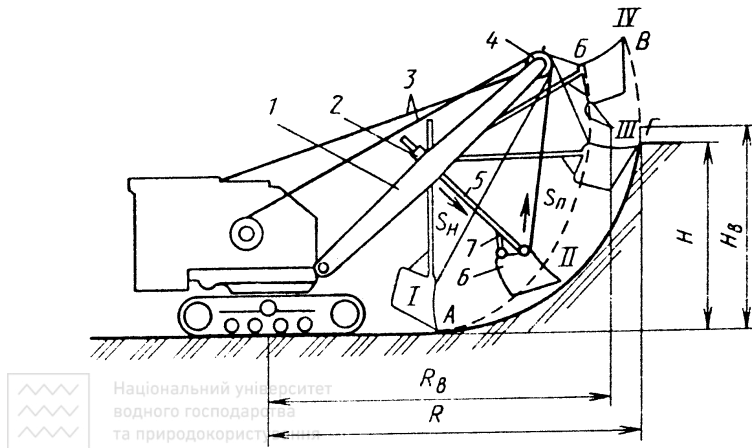


Рис. 11.1. Канатний екскаватор, обладнаний прямою лопатою:

1 - стріла; 2 - вісь вала; 3 - стрілопідйомні канати; 4 - головні блоки; 5 - рукоять; 6 - ківш; 7 - тяга ковша; I, II, III - положення ковша при копанні ґрунту, IV - положення ковша при вивантаженні ґрунту; A-B - траєкторія переміщення зубів ковша; S_n - підйомне зусилля; S_n - напірне зусилля; S_z - зворотне зусилля; A-B-B-Г-A-зона розробки ґрунту з однієї стоянки у забої; H - висота напірного вала; H_v - висота вивантаження ґрунту; R - радіус копання ґрунту

до дуги із центром в осі вала 2. Рух зубів ковша по цій траєкторії відбувається під дією підйомного зусилля S_n . Відділення від забою стружки ґрунту потрібної товщини здійснюється додатком до ковша через рукоять напірного S_n або зворотного S_z зусиль. При суміщенні зусиль S_n і S_n траєкторія руху зубів може істотно відрізнятись від траєкторії A-B.

З однієї стоянки у забої машина може розробляти ґрунт у зоні A-B-B-Г-A досяжності. Порівнюючи її з аналогічною в гідравлічного екскаватора, обладнаного прямою лопатою (див. рис. 9.24), видно, що вона подібна, але повернена на 180° .

З урахуванням вимог експлуатації до забою зона досяжності канатного екскаватора більше сприятлива. По ній можна зробити висновок, що в цьому випадку машина може розробляти у зв'язних ґрунтах високий, у межах можливої висоти підйому ковша, вибій без утворення навісу. При утворенні навісу машина має можливість напірним рухом ковша "збити" його. З огляду на це, максимальну висоту вибою звичайно приймають до осі головних блоків. Найбільше часто вона доходить до рівня H напірного вала. При такій висоті копання у вибої не утвориться навісу ґрунту і досягається найбільша продуктивність екскаватора.

Після наповнення ковша ґрунтом відбувається поворот платформи з робочим обладнанням на вивантаження ґрунту з ковша, вивантаження і зворотний поворот у забій.

У міру виробітку ґрунту машина пересувається, наближаючись до грудей забою.

Робоче обладнання зворотна лопата (рис. 11.2) складається зі стріли 2, рукояті 4 і шарнірно прикріпленого до неї ковша. Потрібне для роботи положення ковша щодо рукояті досягається установкою тяги 5.

Обладнання пряма лопата (рис. 11.1) складається зі стріли 1, рукояті 5 і ковша 6. Ківш шарнірно з'єднаний з рукояттю і може бути встановлений у потрібне щодо її положення за допомогою тяги 7. У процесі роботи у забої це положення ковша щодо рукояті залишається незмінним.

Стріла обома кінцями зв'язана із платформою. Нижнім кінцем вона шарнірно з'єднана з вушками, розташованими в передній частині платформи. Іншим кінцем стріла там, де вона має головні блоки 4, підвищена стрілопідйомними канатами 3 до двоголої стійки, розміщеної на платформі. За допомогою цих канатів стрілу при копанні встановлюють під кутом $45\ldots60^\circ$ до майданчика, на якому встановлена машина у забої. У процесі роботи цей кут установки стріли не змінюють.

У середній частині до стріли за допомогою сідлового підшипника 2 шарнірно приєднана рукоять із ковшем. Підшипник дозволяє рукояті робити зворотно-поступальні рухи вздовж її осі і повертатися щодо нього у вертикальній площині.

Для початку копання ґрунту ківш переводять у положення I. Операція копання відбувається переміщенням зубів ковша з положення A по траєкторії A-B, близької

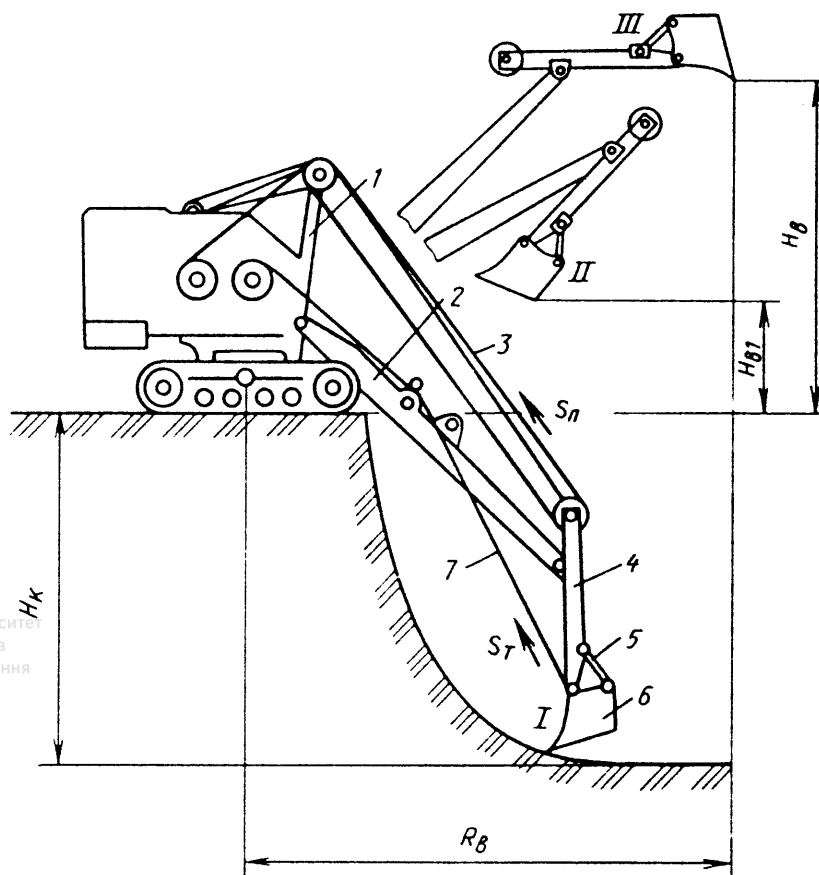


Рис. 11.2. Канатний екскаватор, обладнаний зворотною лопатою:
1 - додаткова стійка; 2 - стріла; 3 - підйомний канат; 4 - рукоять; 5 - тяга ковша; 6 - ківш; 7 - тяговий канат; I, II, III - положення ковша при копанні ґрунту у забої, повороті на вивантаження і при вивантаженні; S_m - тягове зусилля; S_n - підйомне зусилля; H_k - глибина копання; H_{61} - висота виходу ковша із забою; H_6 - висота вивантаження ґрунту; R - радіус вивантаження

Рукоять у середній частині має шарнірний зв'язок з головою стріли і може повертатися щодо останньої у вертикальній площині. Положення ковша при копанні ґрунту у забої, повороті на вивантаження і при вивантаженні (положення I, II і III) досягається додатком до ковша і верхнього кінця рукояті через канати 7 і 3 відповідно тягового S_m і підйомного S_n зусиль. Для зниження зусилля S_n у підйомних канатах і простоти спрямування останніх на барабан лебідки в передній частині платформи встановлена додаткова стійка 1.

Екскаватор, обладнаний зворотною лопатою, працює наступним чином. При поступовому натягуванні підйомного і ослабленні тягового канатів рукоять повертається щодо стріли, і ківш виноситься вперед перед машиною. Далі, при ослабленні підйомного каната ківш опускається на ґрунт, і при натягуванні тягового каната він виконує копання. Після наповнення ґрунтом ківш підтягується до стріли і потім при натягуванні підйомного і гальмуванні тягового канатів все робоче обладнання припіднімається, виводячи ківш із забою (положення II). При такому положенні ковша відбувається поворот платформи на вивантаження ґрунту з ковша.

Для розвантаження ґрунту натягується підйомний і одночасно послабляється тяговий канати. У цьому випадку рукоять із ковшем повертається щодо стріли і переводиться в положення III. Після вивантаження ґрунту з ковша робоче обладнання повертається у вихідне положення, завершивши цикл роботи.

Екскаватор, обладнаний драглайном, показаний на рис. 11.3. Обладнання складається зі стріли 1 і ковша 3, пов'язаного з головною частиною стріли підйомним канатом 2 і з пово-отною платформою машини тяговим канатом 5.

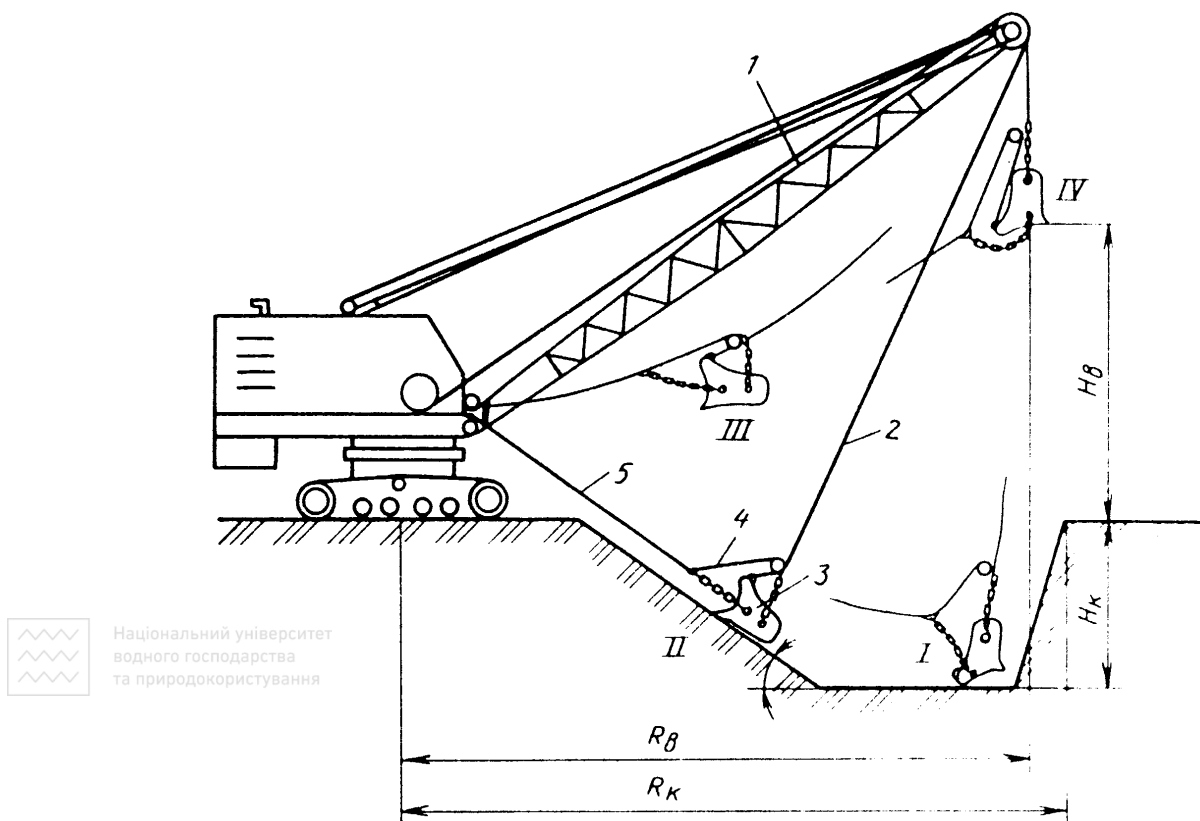


Рис. 11.3. Канатний екскаватор, обладнаний драглайном:

1 - стріла; 2 - підйомний канат; 3 - ківш; 4 - розвантажувальний канат; 5 - тяговий канат; I - положення ковша при опусканні на ґрунт для копання; II - вихідне положення для копання ґрунту; III - положення ковша після заповнення ґрунтом; IV - положення ковша при вивантаженні ґрунту; α - кут нахилу стінки забою; H_k - глибина копання; H_v - висота вивантаження ґрунту; R_k - радіус копання; R_v - радіус вивантаження ґрунту

Працює драглайн у такий спосіб. Увійшовши у вибій, машина утримує ківш на підйомному канаті біля голови стріли. Для копання ківш опускається на ґрунт (положення I) або попереднім натягом і наступним відпусканням тягового каната приводиться в коливальний стан, як маятник, відносно голови стріли. Опускання в останньому випадку проводиться, коли ківш максимально відхилиться від машини. Це дозволяє вести розробку ґрунту на більшому віддаленні від осі машини, ніж в положенні I. При опусканні (падінні) на ґрунт ківш торкається висунутою вперед верхньою частиною (аркою) і за допомогою керування тяговим і підйомним канатами переводиться у вихідне для копання ґрунту становище (положення II). Копання відбувається натягуванням тягового каната. Зуби ковша при цьому вриваються у ґрунт і ефективність його роботи буде залежати від маси ковша, категорії ґрунту, кута α нахилу стінки забою і ступеня натягання підйомного каната. Звичайно ківш заповнюється ґрунтом, пройшовши шлях, рівний трьом-п'яти його довжинам.

Після заповнення ґрунтом ківш натягом тягового і підйомного канатів підтягується до стріли (положення III) і потім поступовим ослабленням тягового і натягом підйомного канатів переводиться до головних блоків. Це переміщення машиніст робить, як правило, одночасно з поворотом на вивантаження ґрунту з ковша. Для попередження вивантаження ґрунту з ковша у процесі його транспортування ківш додатково з'єднується з підйомним і тяговим канатами розвантажувальним тросом. Вивантаження ґрунту здійснюється ослабленням тягового каната при загальмованому підйомному. Після розвантаження ґрунту ківш повертається у забій, і розглянутий цикл роботи машини повторюється.

Робоче обладнання грейфер (рис. 11.4) складається з решітчастої стріли 1 і двощелепного ковша 2, підвішеного до голови стріли на підйомному 5 і замикаючих 6 канатах. Щелепи шарнірно зв'язані в точці 3 і з'єднуються з підйомним канатом через тягу і траверсу 4. Коли ківш перебуває біля голови стріли при натягнутих підйомному і замикаючому канатах, він закритий і його щелепи зведені (зімкнуті) (положення III). Для заповнення ківш опускається на ґрунт на підйомному канаті при ослабленому замикаючому, що забезпечує розкриття щелеп (положення I). Захоплення ґрунту щелепами здійснюється після натягу замикаючого і ослаблення підйомного канатів (положення II).

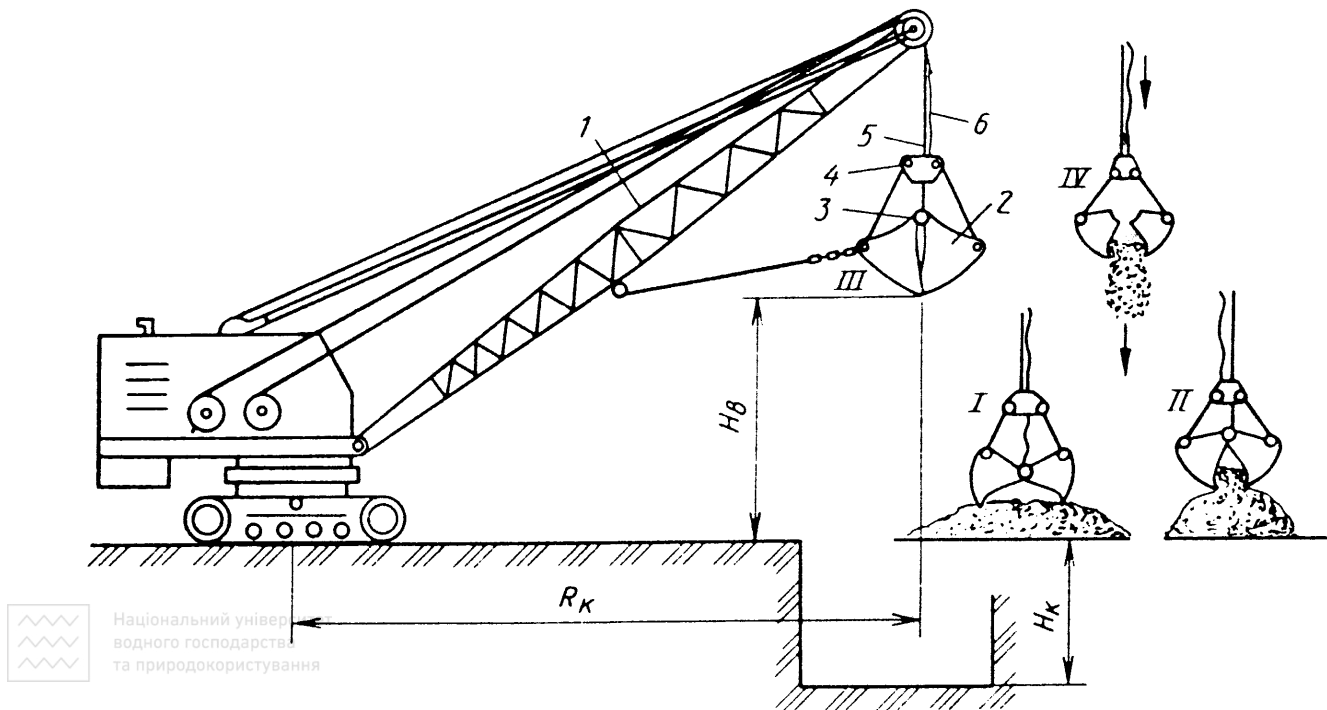


Рис. 11.4. Канатний екскаватор, обладнаний грейфером:

1 - решітчаста стріла; 2 - двощелепний ківш; 3 - шарнір щелеп; 4 - траверса; 5 - підйомний канат; 6 - замикаючий канат; I - положення, при якому щелепи розкриті; II - положення захоплення ґрунту щелепами; III - положенні, при якому ківш закритий; IV - положення при вивантаженні ґрунту; H_k - висота копання; H_v - висота вивантаження ґрунту; R_k - радіус копання

Заповнений ґрунтом ківш піднімається на замикаючому канаті. Підйомний канат при цьому натягується лише настільки, щоб не утворювалося його провисання. Розвантаження ковша здійснюється при вивішуванні його на підйомному канаті і одночасному ослабленні замикаючого.

Приведення в рух елементів робочого обладнання всіх видів здійснюється від одного або декількох двигунів.

На рис. 11.5 як приклад наведені структурна (рис. 11.5, а) і кінематична (рис. 11.5, б) схеми привода одноківшевого будівельного канатного екскаватора ЭО-4111У с ковшем місткістю 0,65 м³. Зв'язок елементів робочого обладнання із приводом здійснюється за допомогою канатів і ланцюгів.

Підйом ковша – канатно-блочний. Зійшовши з барабана підйому (БП) лебідки, канат при обладнанні пряма лопата, обігнувши блок голови стріли (БГС), блок ковша (БК) і другий блок голови стріли і утворивши в такий спосіб дворазову підвіску для ковша, надалі кріпиться на головній частині до металоконструкції стріли або на барабані біля п'яти стріли. Таке кріплення другого кінця підйомного каната обумовлює роботу підйомного і напірного механізмів незалежно або взаємозалежно.

Застосування дворазової підвіски ковша дозволяє використати той самий привод при установці на машині робочого обладнання різних видів. Приводом надається примусовий рух ковшу на підйом. Опускання ковша відбувається під дією його сили ваги при вимиканні фрикціону і стрічкового гальма барабана.

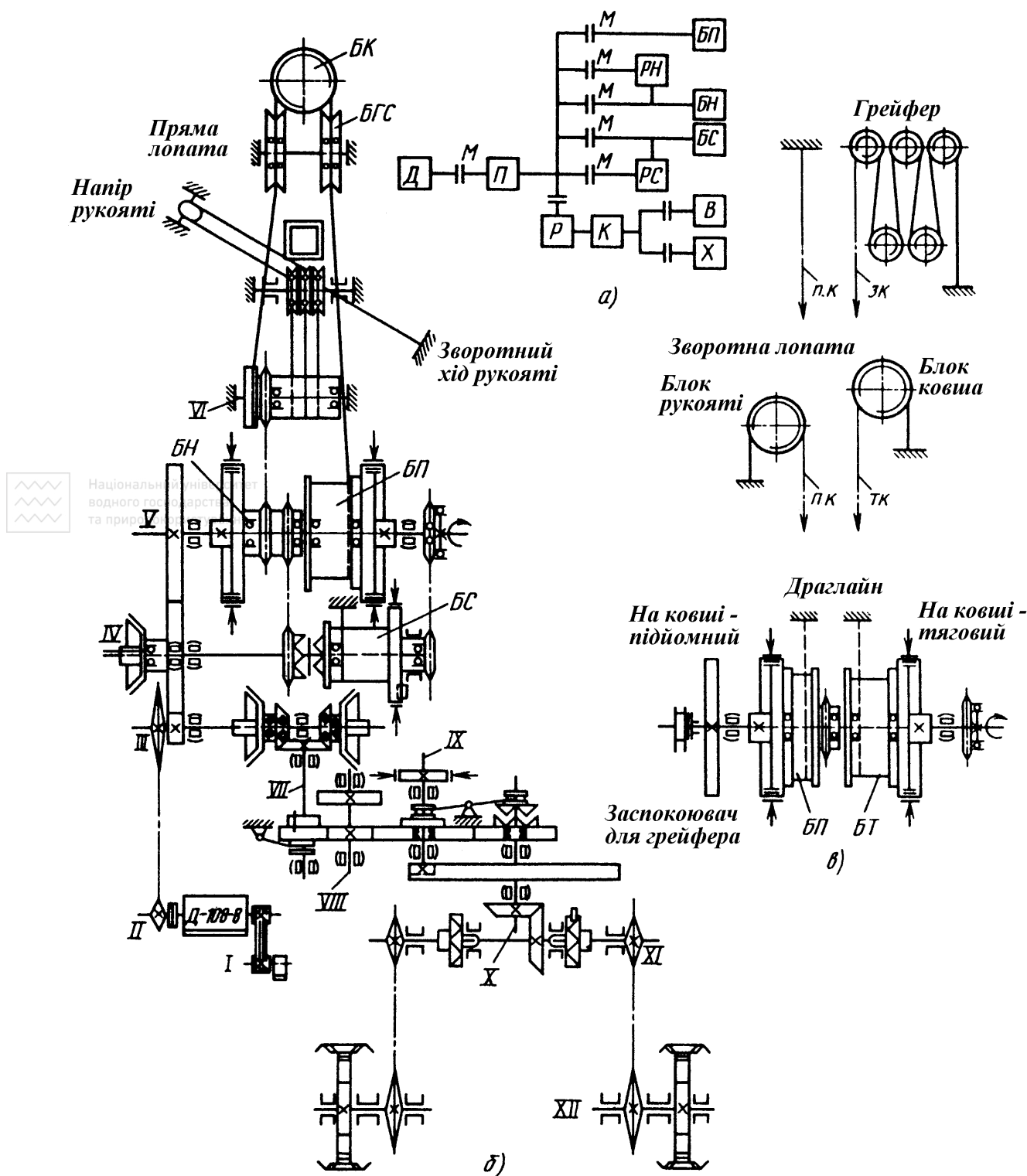


Рис. 11.5. Структурна а) і кінематична б) схеми і схеми запасування канатів в) екскаватора ЕО-4111В: БП - барабан лебідки підйому ковша; БГС - блок голови стріли; БК - блок ковша; БН - напірний барабан; БС - барабан лебідки підйому стріли; I-XII - вали механізмів

Напірний і зворотний рух рукояті на машині примусові. Вони створюються приводом і передаються до рукояті за допомогою двох канатів - напірного, який утворює петлю при огинанні блока на кінці рукояті, і зворотного, закріпленого біля ковша (див. рис. 11.5, б). Рух від двигуна на напірний барабан БН передається приєднанням останнього до вала V за допомогою стрічкових фрикціонів. Зворотний рух рукояті створюється реверсуванням обертання БН. Це досягається за допомогою ланцюгового реверса між валами IV-V, що включається двосторонньою кулачковою і конусною муфтами, встановленими на валу IV.

Підйом стріли здійснюється приєднанням барабана БС до передачі привода включенням кулачкової і конічної муфт на валу IV. Опускання стріли відбувається під дією її сили ваги. Для цього від'єднується

барабан *БС* від вала *IV* і включається його гальмо. Причому, якщо в процесі опускання стріли частота обертання барабана перевищить припустиму, то спрацює обгінна муфта, встановлена на валу *V*, з якої барабан *БС* з'єднаний ланцюговою передачею. Опускання стріли після цього відбувається відповідно до частоти обертання вала *V*.

Надання руху робочим обладнанням драглайн, зворотна лопата і грейфер здійснюється закріпленням відповідних канатів цих обладнань на барабанах *БП* і *БН* (див. рис. 11.5, в). У деяких випадках при такій заміні доводиться змінювати і параметри барабанів, установлюючи на барабані обладнання прямої лопати знімні накладки.

Механізми повороту платформи і пересування виконані двошвидкісними. Для включення якої-небудь

швидкості досить перевести блок шестірень на валу *VII*. Рух на поворот і хід здійснюється відбором потужності від вала *III* і включенням відповідно однієї з заблокованих кулачкових муфт на валах *IX* і *X*. Переміщення машини по прямій або з поворотом вправо або вліво досягається включенням на валу *XI* обох або однієї з кулачкових муфт, розташованих на ньому. Реверсування кожного з рухів виконується за допомогою конічного реверса, що складає із трьох шестірень, встановлених на валах *III*, *I*, *VII*.

На рис. 11.6 приведена кінематична схема екскаватора *ЭО-2503У* з ковшем місткістю $2,5 \text{ м}^3$ із багатодвигуновим приводом. Цей екскаватор може працювати з робочим обладнанням пряма лопата, драглайн і кран. Основні його механізми підйому, напору, повороту, ходу і підйому стріли мають індивідуальний привод від електродвигунів постійного струму, виконаний за системою ГД-МУ. Робочі двигуни цих механізмів живляться від перетворювального агрегату з магнітним підсилювачем, установленими на поворотній платформі. Двигун D_1 є загальним для механізмів привода двобарабанної лебідки і пересування машини. При роботі машини йому доводиться забезпечувати виконання однієї з операцій - або підйому ковша *I*, *I-б*, вантажу *I-а* або пересування. При виконанні першої ходовий механізм відключається виведенням із зачеплення шестерні *ШХ*. Двигуни D_2 , D_3 , D_4 , D_5 (схеми *II*, *III*, *IV*, *V*) надають рух механізмам відповідно повороту, підйому стріли, напору і відкривання днища ковша прямої лопати.

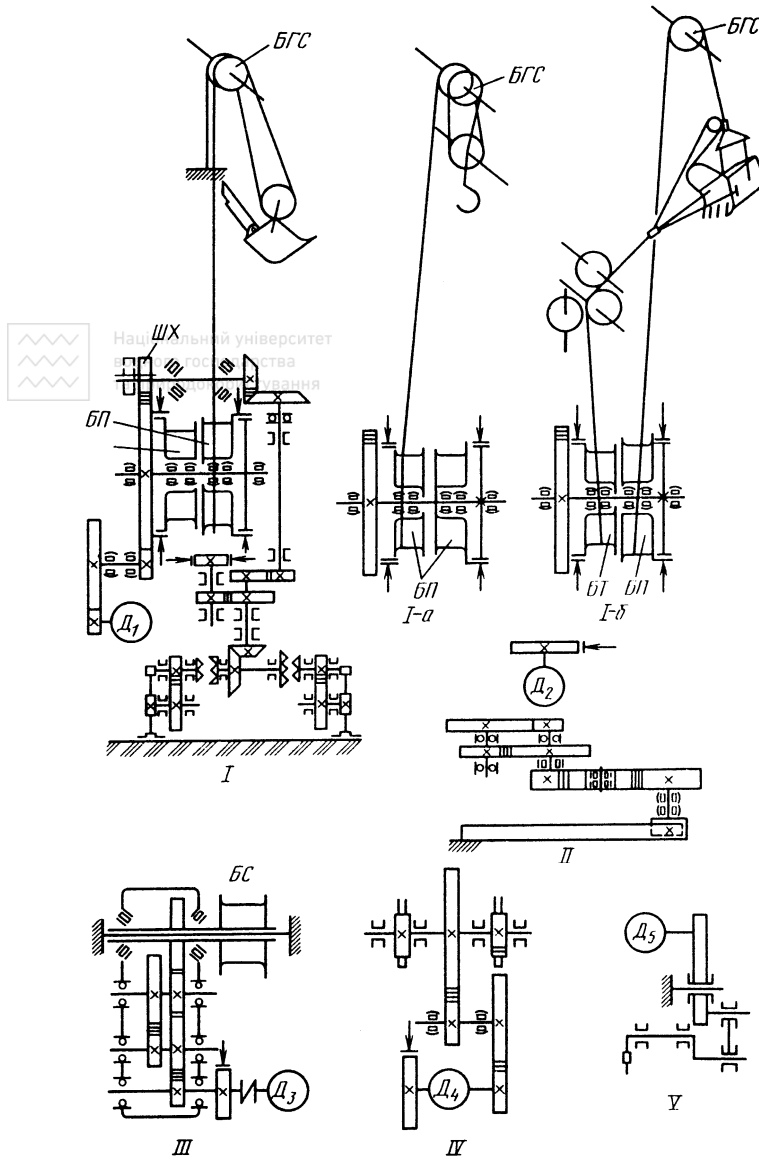


Рис. 11.6. Кінематична схема екскаватора *ЭО-2503В*: D_1 - двигун; *I*, *I-б* - операція підйому ковша; *I-а* - операція підйому вантажу; *ШХ* - шестерня відключення ходового механізму; D_2 , D_3 , D_4 , D_5 (схеми *II*, *III*, *IV*, *V*) - двигуни привода механізмів: повороту, підйому стріли, напору, відкривання днища ковша прямої лопати

11.2. Конструкція основних вузлів

Конструкції елементів робочого обладнання канатних екскаваторів і гідравлічних екскаваторів істотно розрізняються.

У екскаваторів з робочим обладнанням пряма лопата стріла і рукоять можуть бути як однобалкової, так і двобалкової конструкції.

На рис. 11.7 наведена конструкція однобалкової рукояті з ковшем. Рукоять 1 тут зварена з листів і має в перетині прямокутну коробчасту форму. З боків до неї в межах довжини її переміщення щодо стріли приварені листові накладки 2. До вільного кінця балки знизу прикріплений блок 7 для передачі рукояті напірного зусилля від привода. Зворотний канат прикріплений до натяжного пристрою 6. Балка рукояті може бути виконана також із труби. Переднім кінцем рукояті за допомогою вушок і пальців 4 з'єднана з ковшем. Останній за конструкцією аналогічний ковшу із днищем, що відкривається, у гідравлічних екскаваторів із прямою лопатою.

Передньою верхньою частиною ківш з'єднаний із блоком 3 для канатів його підйому.

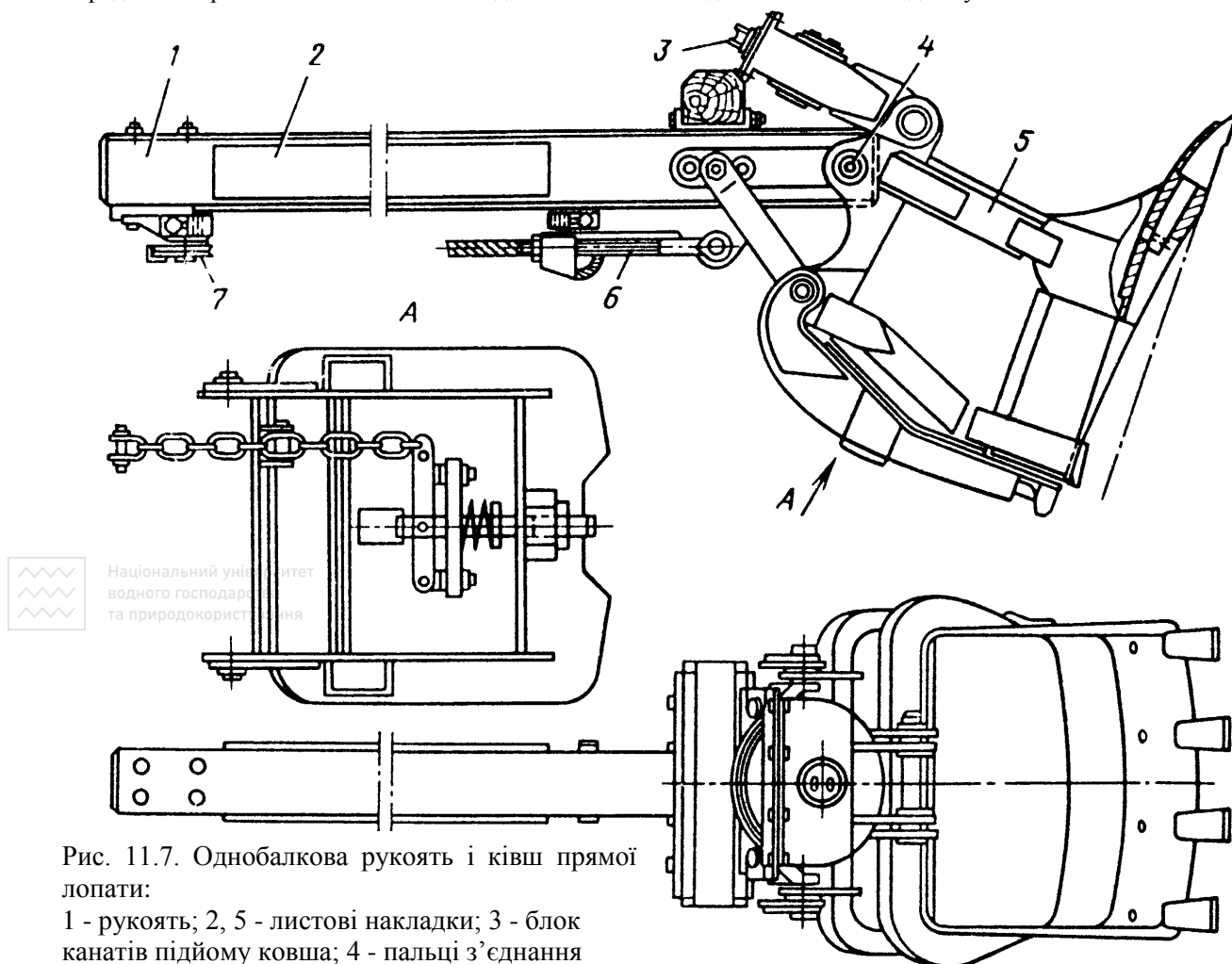


Рис. 11.7. Однобалкова рукоят і ківш прямої лопати:

1 - рукоят; 2, 5 - листові накладки; 3 - блок канатів підйому ковша; 4 - пальці з'єднання рукояті з ковшем

Конструкція двобалкової стріли приведена на рис. 11.8. Вона являє собою раму, кожна з поздовжніх балок 1 якої зварена з листів, що утворюють у перетині прямокутну коробку. У верхній і нижній частині вони жорстко з'єднані поперечними балками також коробчастого перетину і закінчуються відповідно вушками головних блоків 2 і п'ятами 4 стріли. У середній частині рами в підшипниках 3 розміщена вісь 5 із сідловим підшипником 6 для однобалкової рукояті і блоками для канатів напору і повороту (рис. 11.8, б).

Сідловий підшипник являє собою складну відливку (рис. 11.9). Він з'єднаний з віссю за допомогою підшипників ковзання і у верхній частині утворює два вікна для втримання рукояті. Вікна мають прямокутну або круглу форму і відповідають формі перетину балки рукояті. Для зменшення сил тертя рукояті об стінки вікна останні облицьовані знімними чавунними накладками.

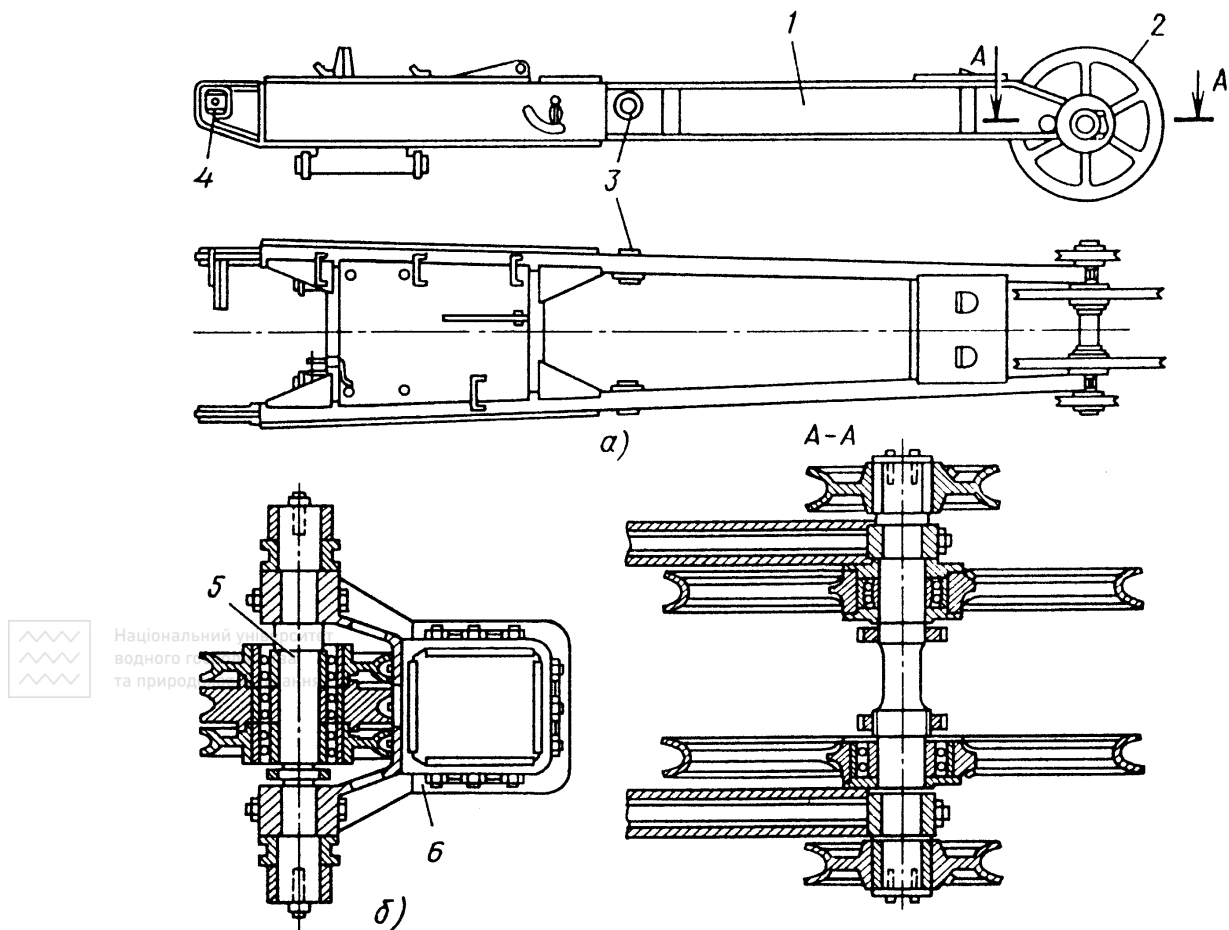


Рис. 11.8. Двобалочна стріла прямої лопати:

1 - поздовжні балки стріли; 2 - головні блоки; 3 - підшипники осі сідлового підшипника; 4 - п'яти стріли; 5 - вісь сідлового підшипника; 6 - сідловий підшипник

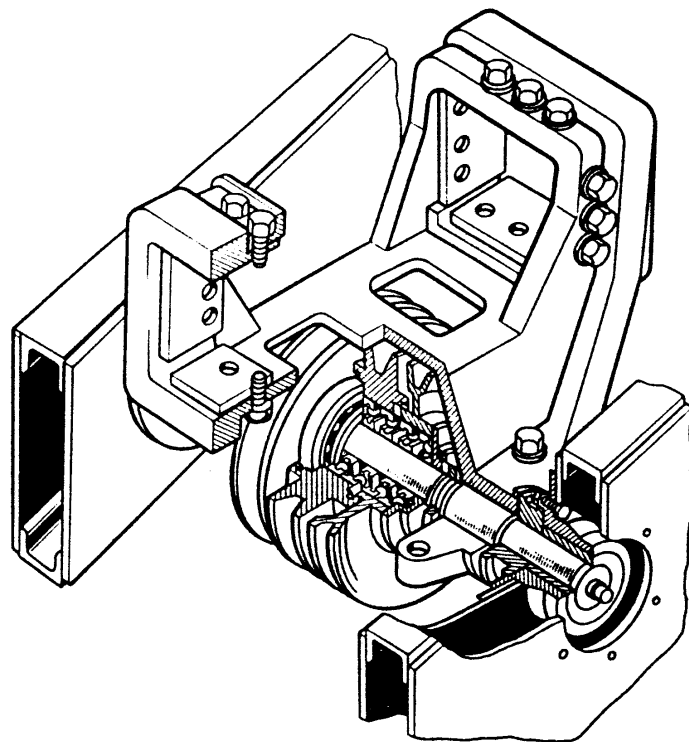


Рис. 11.9. Сідловий підшипник рукояті

Робоче обладнання лопати із двобалочною рукояттю (рис. 11.10) і однобалочною стрілою (рис. 11.11) в основному застосовують при передачі напірного зусилля від привода до рукояті за допомогою рейкового

зацеплення. Балки рукояті 1 (див. рис. 11.10) і 2 у цьому випадку частіше мають коробчастий прямокутний перетин. Іноді їх виготовляють і із прокатних труб. У передній частині біля ковша балки з'єднані між собою за допомогою вилка - ригеля 3 круглого перетину. Для цього ригель на кінцях має фланці з отворами для кріпильних болтів.

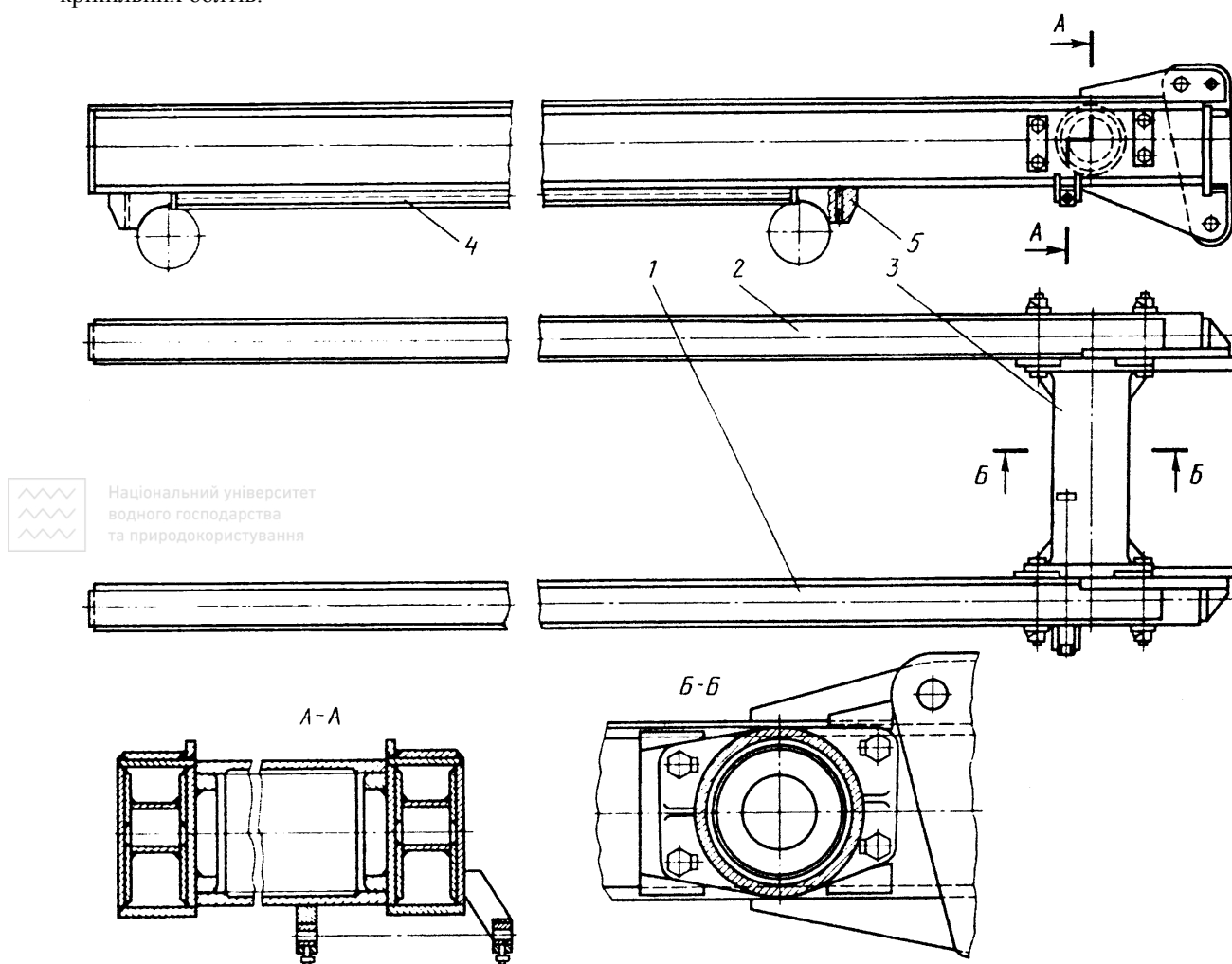


Рис. 11.10. Двобалкова рукоять прямої лопати:

1, 2 - балки рукояті; 3 - ригель; 4 - зубчасті рейки; 5 - обмежники cremальєрних шестерень

У деяких випадках передню частину рукояті відливають як одне ціле із частиною поздовжніх балок, і вона має на кінцях вушка для приєднання ковша. Недостаючу частину поздовжніх балок, виготовлену з високоміцних труб, приварюють до оголовка.

Знизу і зверху поздовжні балки мають додаткові накладки-полиці. До нижніх полиць балок у межах переміщення рукояті в сидловому підшипнику приварені секції зубчастих рейок 4. На кінцях рейки закінчуються обмежниками 5 для cremальєрних шестірень привода напору.

Однобалкову стрілу 1 (рис. 11.11) виконують прямокутного або круглого перетину. У середній частині, де на стрілу діють більші навантаження від напірного механізму, вона в першому випадку: має більш розвинений перетин. При трубчастому виконанні в цій зоні до неї приварюють додаткові накладки.

У нижній частині однобалкова стріла має дві розведені по ширині п'яти 2. Але іноді, особливо при трубчастому виконанні, вона закінчується однією п'ятою. Для збільшення бічної стійкості в цьому випадку від навантажень, що з'являються при повороті платформи, вона обладнана бічними відтягненнями. Знизу біля п'ят стріла має амортизатори для запобігання її від ударів ковшем при його опусканні до гусениць на початку копання. У деяких випадках подібний амортизатор установлюють на стрілі і у зоні під напірним валом. Це робиться для виключення ударів об стрілу поперечної вилки рукояті.

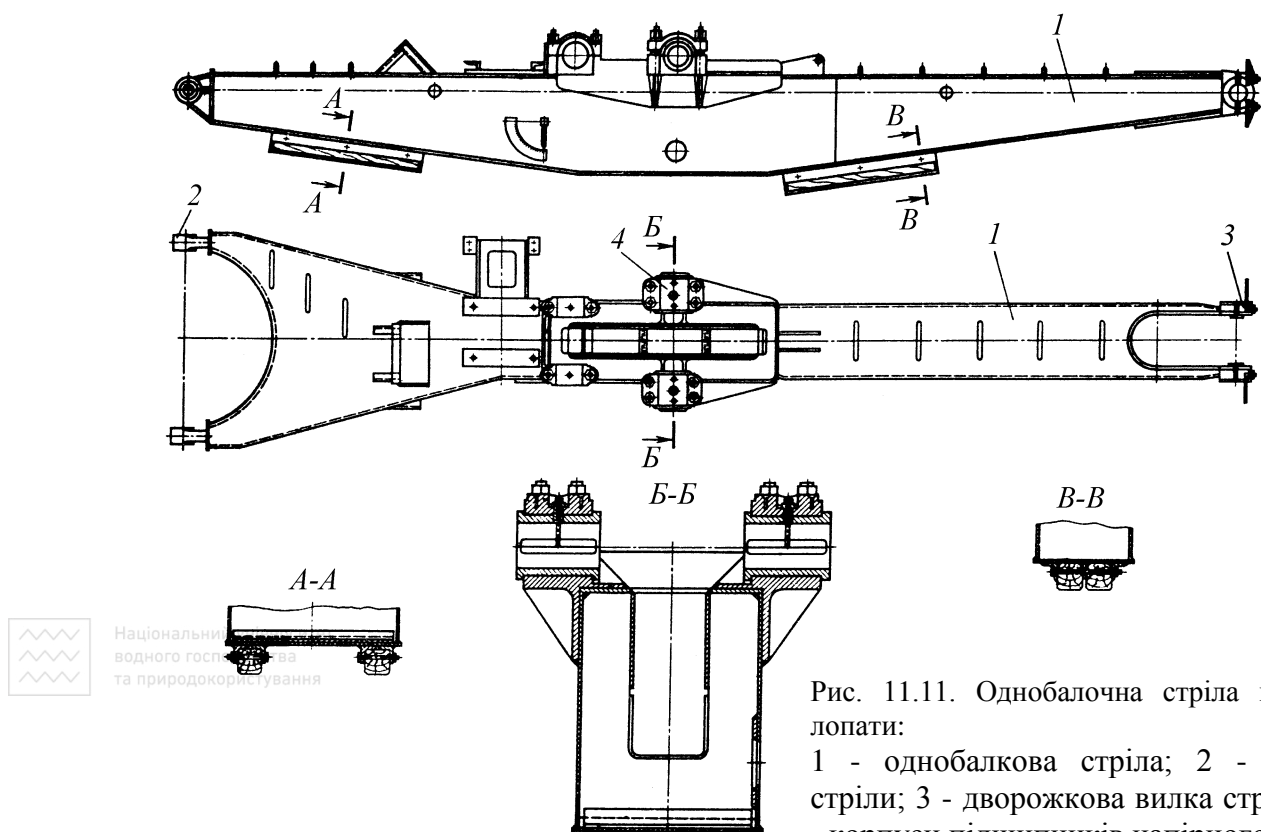


Рис. 11.11. Однобалочна стріла прямої лопати:

1 - однобалкова стріла; 2 - п'яти стріли; 3 - дворожкова вилка стріли; 4 - корпуси підшипників напірного вала

Головна частина стріли звичайно має форму дворожкової вилки 3. У її прорізах містяться блоки для канатів підйому ковша. Блоки для стрілопідйомного каната розташовані на осі голови стріли зовні від неї.

Сідловий підшипник (рис. 11.12) при однобалковій стрілі виконаний у вигляді двох кронштейнів 2, 7, які, будучи встановлені на напірному валу 1 на підшипниках ковзання, охоплюють балки рукояті зверху і з боків. При роботі машини маса рукояті передається на реборди кремальєрних шестірень 5 через бічні виступи зубчастої рейки.

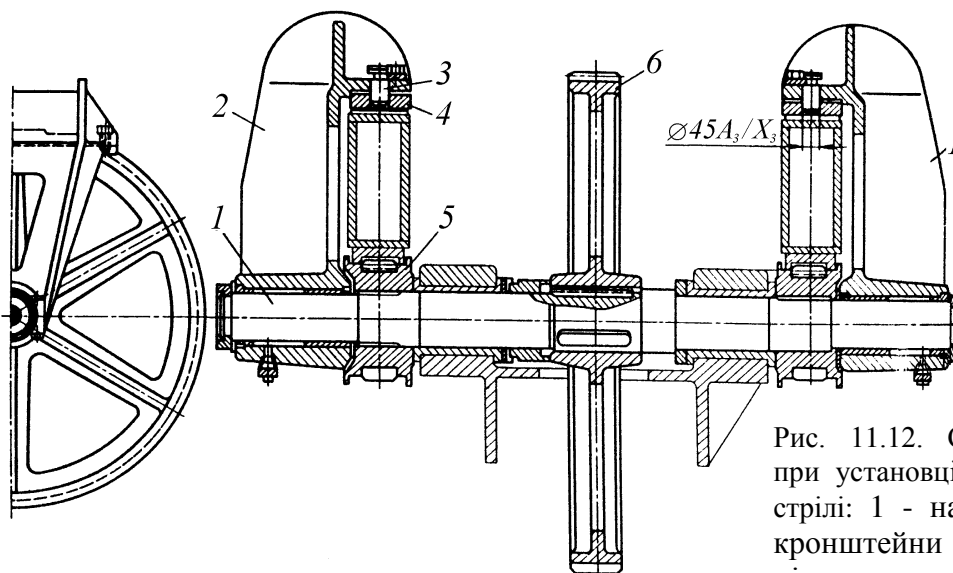


Рис. 11.12. Сідловий підшипник при установці привода напору на стрілі: 1 - напірний вал; 2, 7 - кронштейни сідлового підшипника; 3 - пальці; 4 - різні підшипники; 5 - кремальєрні шестерні; 6 - зубчасте рейкове зачеплення

На початку копання, коли балки рукояті розташовані майже вертикально, зубчасте рейкове зачеплення нормально працює завдяки втриманню балок за допомогою змінних чавунних вкладишів 4, закріплених на кронштейнах пальцями 3. Напірний вал 1 сідлового підшипника встановлений на стрілі в різних підшипниках 4 (див. рис. 11.11). Напірне зусилля валу від привода передається або через зубчасте колесо 6, або через зірочку, які закріплені на ньому за допомогою шпонкового з'єднання.

Кремальєрні шестірні 5 закріплені на валу за допомогою шліцьового з'єднання.

При роботі будівельного екскаватора з робочим обладнанням зворотна лопата звичайно використовують

стрілу від прямої лопати. Рукоять являє собою просту балку коробчастого перетину, на одному кінці якої закріплений ківш, а на другому блоки підйомних канатів. Довжина рукояті звичайно складає 0,4...0,5 довжини стріли. При такому співвідношенні стріли і рукояті машина може розробляти виїмки глибиною, приблизно рівною довжині стріли.

Конструкція ковша і додаткової стійки зворотної лопати представлені на рис. 11.13.

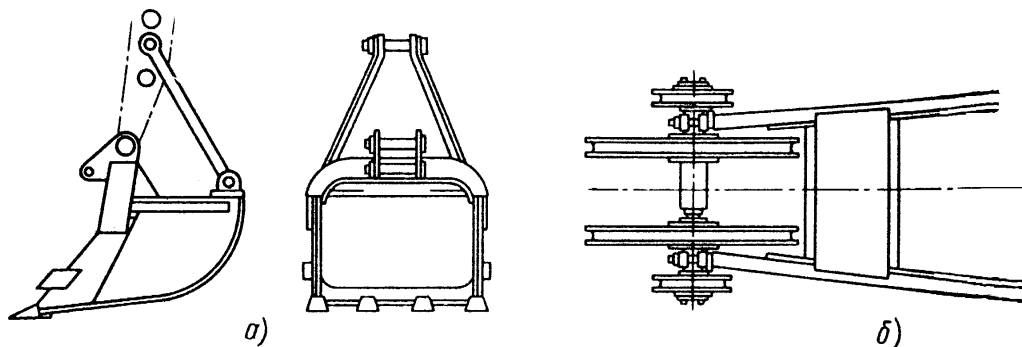


Рис. 11.13. Ківш *a)* і додаткова стойка *б)* зворотної лопати

Конструкції елементів робочого обладнання драглайн будівельного класу і лопат істотно відрізняються. Стріла 1 (рис. 11.14) має більшу довжину і виконана частіше всього решітчастою. За довжиною її виконують з декількох відрізків (секцій). Середні секції звичайно мають паралельно розташовані пояси. Крайні у вертикальній площині звужуються до кінців так, що стріла набуває форму веретена. У проекції на горизонтальну площину стріла має вигляд трапеції з більшою основою внизу або по всій довжині, або на ділянках верхньої і нижньої секцій. Середня частина в останньому випадку має паралельні пояси. В перетині стріла являє собою прямокутник. Поясні і розкосні елементи її виконані з кутового або трубчастого прокату.

У нижній частині стріла в проекції на горизонтальну площину ширша і має *A*-подібну форму з двома п'ятами на кінцях. За допомогою їх вона з'єднується з вушками поворотної платформи. В утвореному між п'ятами просторі біля п'яти розташовано пристрій 9 для наведення тягового каната 8.

У верхній частині стріла на будівельних екскаваторах має вварені у бокові листи втулки для встановлення осі головних блоків. У машинах з ковшем більше 4 м³, вісь головних блоків виконують рухомою. Вона може повертатися в нормальній до поздовжньої осі стріли площині. Для цього головна частина стріли закінчується вікном у вертикальному напрямку, в якому встановлена на осях спеціальна хитна рама з блоками.

Пристрій для наведення тягових канатів (рис. 11.15) на будівельних екскаваторах в основному має по два блоки з осями в горизонтальному 2 і вертикальному 5 напрямках. Вони встановлені в одному відлитому корпусі 1, зв'язаному з платформою за допомогою верти-кальної осі 4. У передній частині корпусу перед блоками 2 встановлені два вертикальних ролики 3.

Стріли на драглайнах середньої і великої потужності частіше виконують тригранними. Кожна з граней являє собою ферму. У плані така стріла має вигляд трикутника. Поясні елементи нижньої грані внизу закінчуються п'ятами для приєднання стріли до платформи. Розкоси її тут утворюють вікно для пропуску тягових канатів.

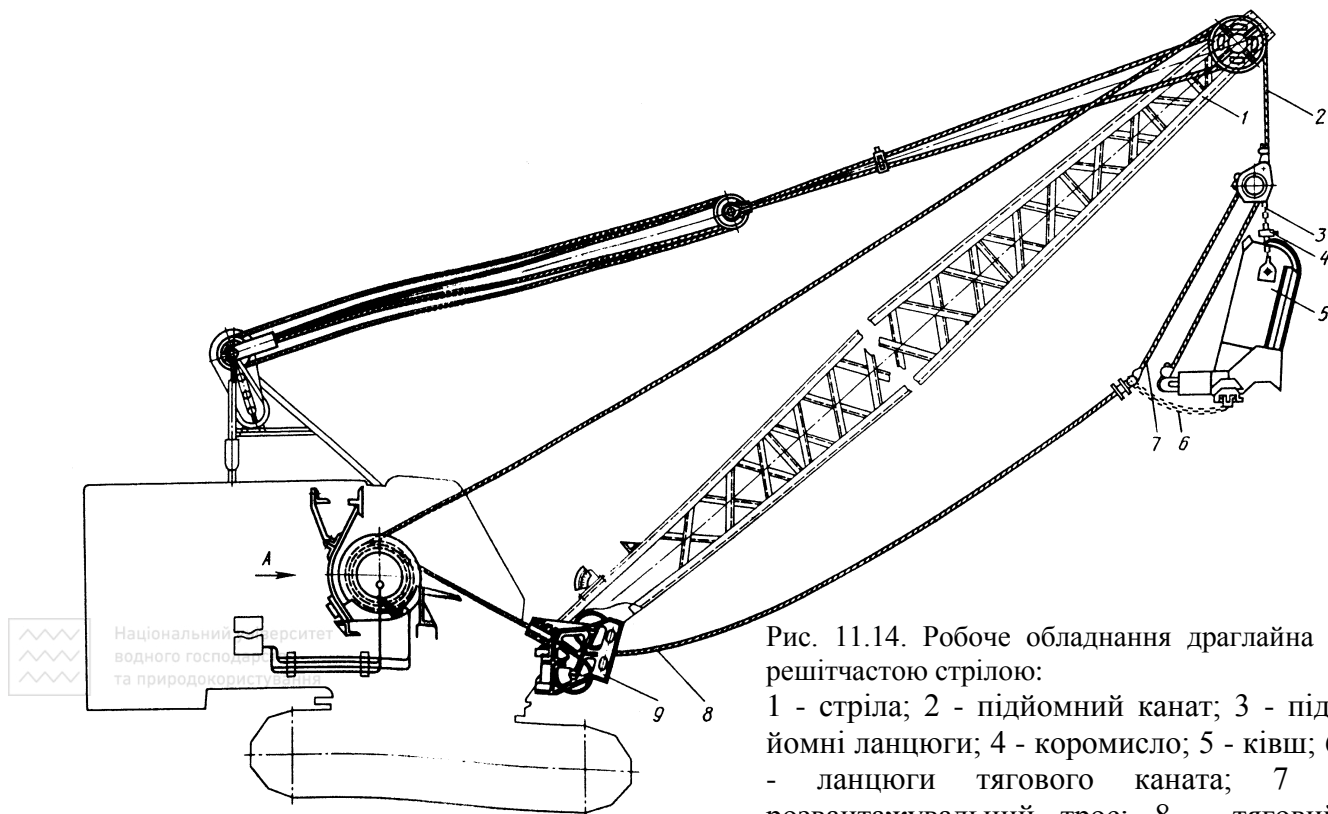


Рис. 11.14. Робоче обладнання драглайна з решітчастою стрілою:

1 - стріла; 2 - підйомний канат; 3 - підйомні ланцюги; 4 - коромисло; 5 - ківш; 6 - ланцюги тягового каната; 7 - розвантажувальний трос; 8 - тяговий канат; 9 - пристрій для наведення

Ківш 5 (див. рис. 11.14) драглайна суцільнозварний має форму ящика, відкритого попереду і зверху і обладнаного в передній верхній частині гнutoю, виступаючою вперед балкою-аркою, з'єднаною з бічними стінками. Бічні і задні стінки виконані з високоміцного металопрокату. У деяких випадках при роботі машини в обводнених ґрунтах вони у хвостовій частині ковша мають численні в кілька рядів по висоті наскрізні отвори. Спереду на бічних стінках приварені вушка для приєднання ковша до ланцюгів 6 тягового каната 3. У середній частині ближче до задньої стінки зовні прикріплені кронштейни для підвіски ковша на підйомних канатах 2 через два ланцюги 3, розведені по сторонах за допомогою коромисла 4. Днище ковша в основному виконують складеним. Передню його ріжучу частину, яку називають козирком, виконують литою, а решту - з листа. Козирок буває гладким або із приливів для кріплення зубів. Іноді з боків він вигнутий вверх і окантовує зпереду бічні стінки, запобігаючи їх від зношування. До верхньої частини арки прикріплений розвантажувальний трос 7. У більшості випадків у ковша драглайна співвідношення висоти, довжини і ширини 1:1,7:1,5.

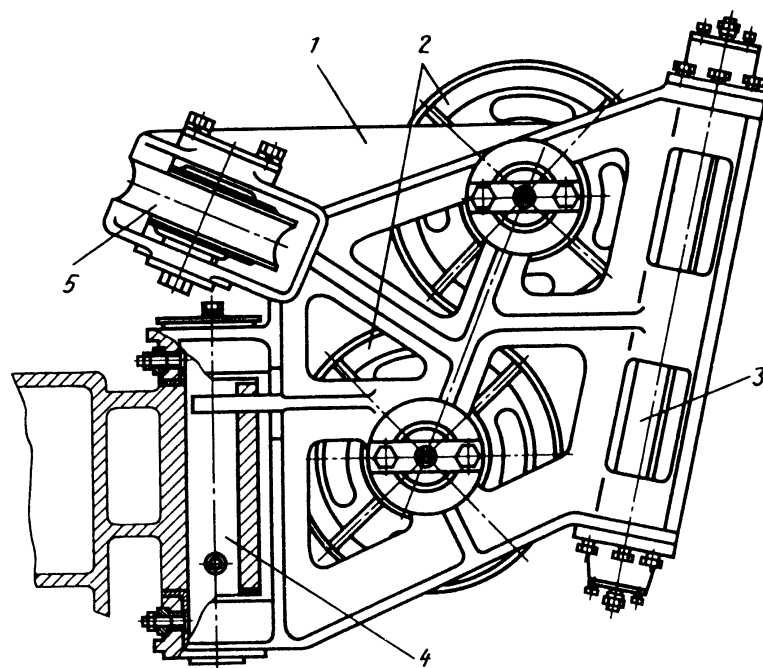


Рис. 11.15. Обладнання для наводки тягових канатів:

1 - корпус; 2, 5 - блоки; 3 - ролики; 4 - вертикальна вісь

11.3. Загальний розрахунок канатних екскаваторів

Розміри ковшів прямих лопат канатних екскаваторів визначають конструктивним проробленням. Орієнтовно кінематичну довжину l_k ковша можна визначити також залежно від місткості ковша

$$l_k = 1,46\sqrt[3]{q}. \quad (11.1)$$

Довжину стріли і рукояті визначають або безпосередніс розрахунком результату з умов відповідності заданим робочим розмірам екскаватора – максимальним висоті і радіусу копання, висоті і радіусу вивантаження, або за формулами подібності виду

$$l = k\sqrt[3]{m_e}, \quad (11.2)$$

де: l - загальне позначення обумовленого параметра; k - коефіцієнт подібності.

Нижче наведені значення коефіцієнтів подібності для визначення розмірів робочого обладнання і робочих розмірів прямих лопат канатних екскаваторів $m_e=1,5\ldots 70$ т:

довжина l_c стріли	2,1...2
довжина l_p рукояті	1,6...1,5
висота H_k копання	2,15...2,05
радіус R_k копання	2,65...2,52
висота H_e вивантаження	1,6...1,5
радіус R_e вивантаження	2,35...2,25

В останньому випадку робочі розміри виходять за результатами побудови осьового профілю робочої зони екскаватора. Їх орієнтовні значення можуть бути також обчислені за формулами подібності через коефіцієнти, наведені вище. Для розрахунків використовують додаткові дані, у числі яких координати п'яти стріли, діаметр головних блоків, призначуваний $D_{\Sigma, \sigma}=l_c/(8\ldots 5)$ (менші значення для будівельних і будівельно-кар'єрних екскаваторів, більші – для важких кар'єрних екскаваторів) та ін.

При однобалковій рукояті напірний вал розташовують на осі стріли на висоті $H_n=(0,5\ldots 0,54)H_k$, а при двобалковій рукояті його зміщують від осі стріли на відстань $h_{n, \sigma}=(0,2\ldots 0,25)l_k$.

При розрахунку по першому варіанту – за заданими робочими розмірами – поздовжню вісь стріли нахиляють до опорної поверхні під кутом 45° і відповідно до наведених рекомендацій визначають положення осі напірного вала. Довжину рукояті визначають за положенням I ковша (рис. 11.16), у якому його зуби перебувають на рівні осі напірного вала при максимальному висуванні рукояті на вильоті R_k . Довжину стріли визначають за положенням II ковша, переміщаючи його з положення I, при коловій траєкторії зубів на рівень R_n . У цьому положенні рукоять упирається в головні блоки. В цьому ж положенні визначають робочі розміри H_e і R_e і при невідповідності заданим розмірам коректують значення l_c і l_p .

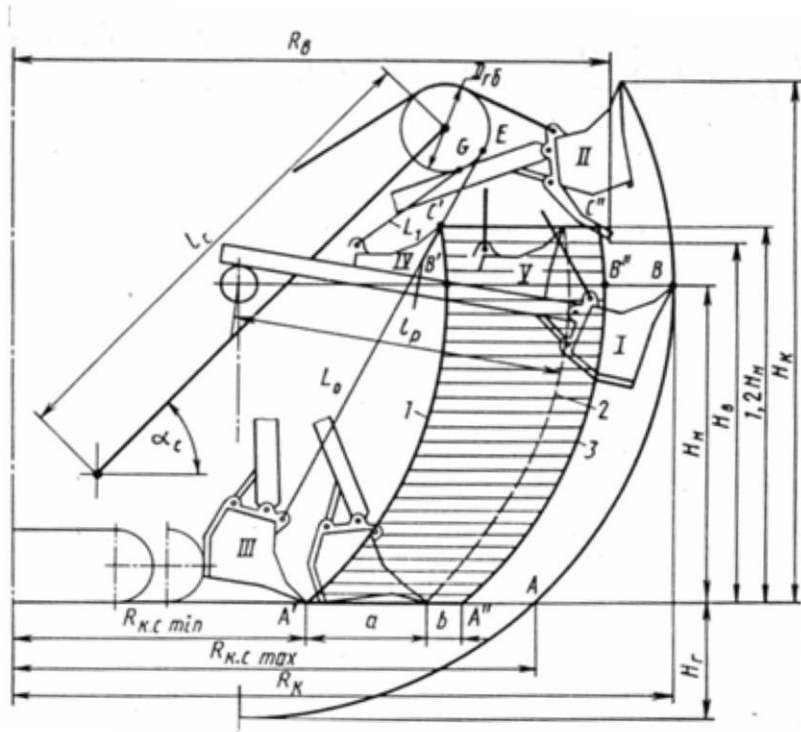


Рис. 11.16. Схема лінійних розмірів робочого обладнання пряма лопата канатних екскаваторів

За виконаними розрахунками уточнюють робочі розміри, включаючи максимальний $R_{к.с.маx}$ і мінімальний $R_{к.с.мін}$ радіуси копання на рівні стоянки. Через необхідність забезпечити необхідну стійкість екскаватора при роботі на останніх стружках доводиться знижувати дотичне зусилля на зубах ковша шляхом зменшення товщини стружки, а разом з нею і коефіцієнта наповнення ковша. Щоб уникнути зниження продуктивності екскаватора, відпрацьовування елемента забою закінчують трохи раніше, зменшуючи довжину пересувки з макси-мальної $\lambda_{маx}=R_{к.с.маx}-R_{к.с.мін}$ до $\lambda=0,75\lambda_{маx}$.

Щоб уникнути обвалення козирків вище рівня осі напірного вала робочу зону обмежують за висотою рівнем, на 20% перевищуючим висоту осі напірного вала. Осьовий профіль цієї зони обмежений на рис. 11.16 контуром $A''B''C''C'B'A'$, криволінійні сторони якого $A''B''C''$ і $C'B'A'$ суть однакові дуги окружностей, зміщених одна відносно другої вздовж осі абсцис на відстань λ .

Зворотні лопати канатних екскаваторів з поворотним ковшем мають однакову з гідравлічними екскаваторами кінематичну схему робочого обладнання, у зв'язку з чим кінематичні довжини їхніх елементів визначають за тією ж методикою. В екскаваторів з неповоротним ковшем осьовий профіль робочої зони виходить усіченим, особливо в надземній частині (рис. 11.17). Для визначення кінематичної довжини l_c стріли і l'_p рукояті разом з ковшем задаються їхнім відношенням $m=l'_p/l_c=0,45\dots0,5$, а також значенням $\alpha_{с.в}\approx45^\circ$, після чого

$$l_c = \frac{H_в - h_{н.с}}{\sin \alpha_{с.в} - m}; \quad l'_p = ml_c; \quad \alpha_{с.н} = \arcsin \left(\frac{H_к + h_{н.с}}{l_c} - m \right). \quad (11.3)$$

Звичайно $\alpha_{с.в}=55\dots60^\circ$. Якщо цей кут більше граничного значення, то слід зменшити $\alpha_{с.в}$ і повторити розрахунок.

Довжину стріли драглайна визначають з умови закидання ковша у вихідне для копання положення, переміщення з якого вздовж розроблюваного відкосу буде достатньо для наповнення ковша. Її розраховують за емпіричною залежністю (11.2) при $k=4,5\dots4,7 \text{ м/т}^{1/3}$ для екскаваторів масою $5\dots75 \text{ т}$.

Зусилля в підйомному поліспасті S_n прямої лопати визначають із умов рівноваги сил, що діють на систему ківш-рукояті у трьох розрахункових положеннях. Перше розрахункове положення приймають як середнє з можливих, що відповідають кінцю копання, при якому ріжучі крайки зубів досягають рівня напірного вала (рис. 11.18, а), а підйомний поліспаст орієнтований вертикально. У цьому положенні механічна система ківш-рукояті буде перебувати в рівновазі під дією сили опору ґрунту копанню - її дотичної P_{01} і нормальної P_{02} складових, сил $G_к$ тяжіння ковша; $G_г$ ґрунту в ньому і G_p рукояті, зусилля S_n в підйомному поліспасті, зусилля S_n напору і реакції N сідлового підшипника, нормальної до поздовжньої осі рукояті. Записавши умову рівноваги у вигляді суми моментів цих

Рис. 11.17. Осьовий профіль робочої зони зворотної лопати канатного екскаватора

сил щодо осі на-пірного вала і нехтуючи впливом моменту сили S_n через його мале значення, для визначення зусилля S_n одержимо формулу

$$S_n = \frac{P_{01}r_0 + (G_к + G_г)r_к + G_p r_p}{r_n}, \quad (11.4)$$

де $r_0, r_к, r_p, r_n$ - плечі сил, показані на рис. 11.18, а.

Дотичну складову P_{01} опору ґрунту копанню визначають з підстановкою товщини стружки, обчисленої за формулою

$$c = c_{маx} = \frac{q}{B_к H_n}. \quad (11.5)$$



Національний університет
водного господарства
та природокористування

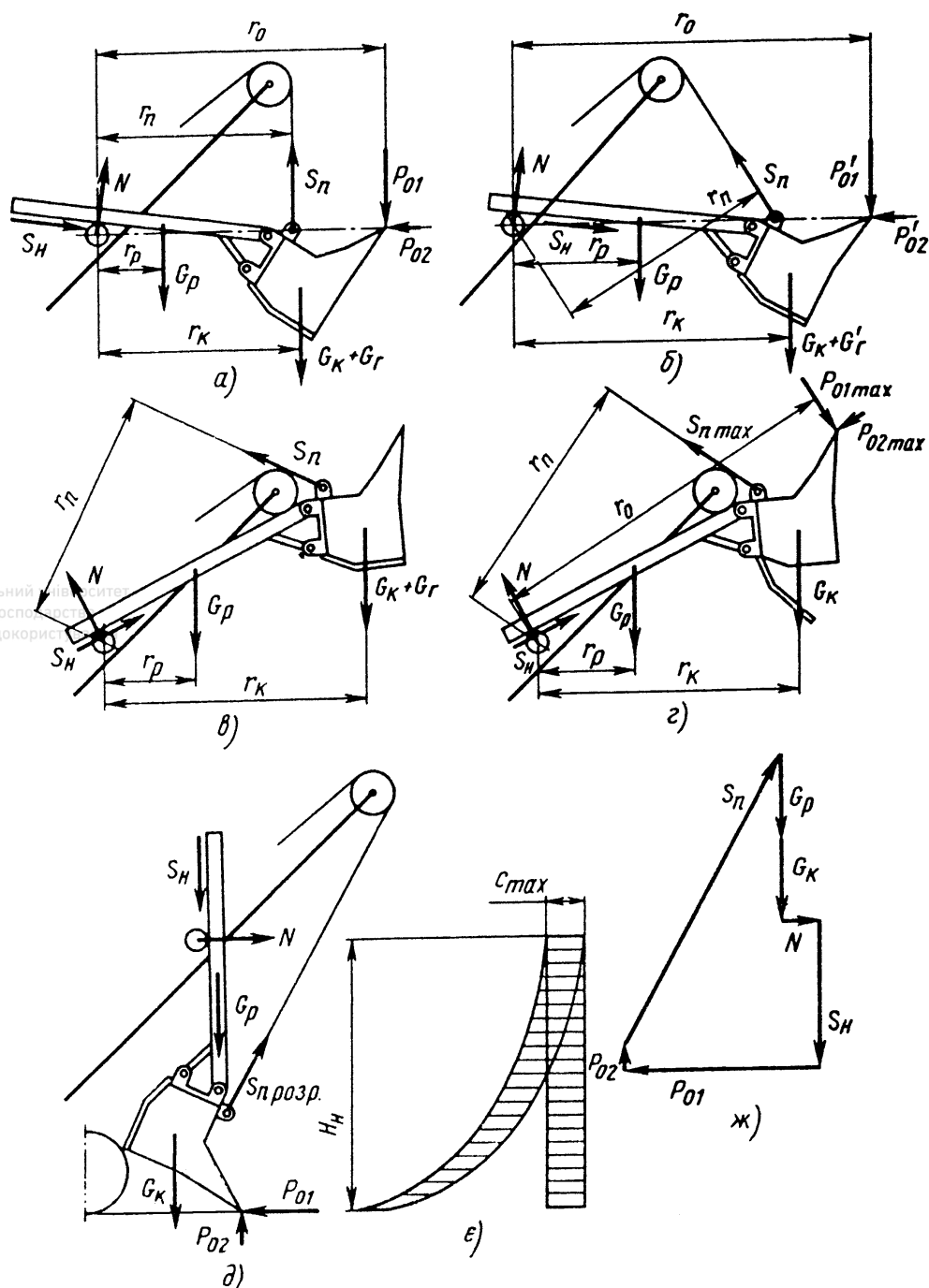


Рис. 11.18. Розрахункові схеми до визначення підйомного і напірного зусиль для прямих лопат канатних екскаваторів

Ця залежність була виведена на основі траєкторій руху зубів на двох послідовних зрізах у площині осьового профілю робочої зони ідентичними кривими, зсунутими відносно одна одної в поздовжньому напрямку на відстані c_{max} (рис. 11.18, е).

Маси ковша і рукояті приймають пропорційними місткості ковша q , тобто $m_{k(p)} = kq$ при $k=1,5 \dots 1,8$ т/м³ для ковшів і $k=1,2 \dots 1,7$ т/м³ для рукоятей. Масу ґрунту в ковші визначають, як і раніше, в об'ємі місткості ковша з врахуванням щільності ґрунту.

Друге розрахункове положення також відповідає кінцю копання на тому ж висотному рівні, але при максимально висунутій рукояті (рис. 11.18, б). За умовами стійкості екскаватора розрахунковий опір ґрунту копанню в цьому положенні знижують на 20...25% шляхом зменшення товщини стружки, приймаючи $P'_{01} = (0,75 \dots 0,8) P_{01}$. У такому ж відношенні буде знижений коефіцієнт наповнення ковша і, отже, сила тяжіння ґрунту. Зусилля підйому для цього положення визначають за тією ж формулою (11.14).

Третє розрахункове положення відповідає виносу навантаженого ковша на вивантаження при максимальних висоті підйому ковша (до упору рукояті в головні блоки) і вильоті рукояті (рис. 11.18, в). Зусилля підйому також визначають за формулою (11.14), приймаючи $P_{01} = 0$. За розрахункове приймають більше

із трьох обчислених значень. Частіше його вибирають із двох перших значень, третє ж розрахункове значення в основному є перевірочним.

Напірне зусилля S_n визначають для трьох розрахункових положень: на початку копання з ковшем у гусениць (коліс) ходового пристрою (рис. 11.18, а), наприкінці копання на максимальному вильоті рукояті (рис. 11.18, б) і при виносі ковша на вивантаження (рис. 11.18, в). Це зусилля визначають також з умов рівноваги сил, що діють на ту ж механічну систему, наприклад, графічним способом. Приклад побудови силового багатокутника, що відповідає першому розрахунковому положенню, показаний на рис. 11.18, ж. У цих розрахунках відношення нормальній до дотичної складових опору ґрунту копанню в перших двох розрахункових положеннях приймають рівним $\psi = P_{02}/P_{01} = 0,1$, а зусилля s_n для першого розрахункового положення рівним розрахунковому значенню (див. вище). В інших розрахункових положеннях зусилля S_n зберігають дійсне для цих положень значення. За розрахункове напірне зусилля приймають більше із трьох обчислених.

Разом із зусиллям S_n визначають також реакції N сідлового підшипника. Більшу реакцію з урахуванням значення, яке буде отримано разом з пасивним напірним зусиллям (див. нижче), використовують для розрахунку контактної пари рукояті-сідловий підшипник, а також для розрахунку останнього на міцність.

Середню швидкість підйому блока ковша вибирають у межах: 0,4...0,65 м/с при місткостях ковшів 0,1...5 м³. Для кар'єрних екскаваторів з ковшами 2...8 м³ ці швидкості становлять 0,65...1 м/с. За обраною швидкістю g_n і вкороченню довжини підйомного поліспада ΔL за одну операцію копання визначають тривалість цієї операції

$$t_k = \frac{\Delta L}{g_n}, \text{ с.} \quad (11.6)$$



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Значення ΔL , зручно визначати графічно $\Delta L = L_0 - EG - L_1$. Параметри L_0 , EG і L_1 показані на рис. 11.16.

Очевидно, що значення ΔL і обчислена по них тривалість копання t_k будуть різними залежно від того, яка траєкторія буде прийнята за розрахункову. Мінімальних значень варто очікувати при траєкторії, що відповідає прямовисному положенню підйомного поліспада наприкінці копання (положення V). У міру віддалення від цього положення величини, що обчислюються, будуть зростати. Для одержання їхніх середніх значень потрібно визначити дійсні значення для безлічі рівновіддалених траєкторій, обмежених робочою зоною, після чого обчислити середні значення статистичними методами. Приблизно це завдання можна вирішити лише за трьома траєкторіями: однією, що відповідає положенню V ковша (траєкторія 2), і двом граничним - траєкторії I безпосередньо після пересування екскаватора на нову стоянку і траєкторії перед його пересуванням, наприклад 3, що відповідає пересуванню, рівному $0,75\lambda_{\max}$. За обчисленим викладеним методом значенням ΔL_1 , ΔL_2 і ΔL_3 (індекси визначають приналежність ΔL , відповідним траєкторіям) середнє значення знайдемо як

$$\Delta L_{cp} = \frac{\frac{\Delta L_1 + \Delta L_2}{2} a + \frac{\Delta L_2 + \Delta L_3}{2} b}{0,75\lambda_{\max}}, \quad (11.7)$$

де a , b - обмірювані по осі абсцис інтервали зменшення і зростання ΔL .

Обчислена за формулою (11.6) тривалість копання не повинна бути вища граничного значення

$$t_{k, \text{гран}} = 2,74\sqrt{m_e}. \quad (11.8)$$

Якщо ця вимога не задовольняється, то варто змінити швидкість g_n підйому і повторити розрахунок.

Швидкість g_n напірного руху повинна бути достатньою, щоб на будь-якій траєкторії за час копання забезпечити висування рукояті на необхідний виліт. Найбільші швидкості виходять при роботі на останній стружці. При відомому ході l_n рукояті швидкість напору визначиться відношенням

$$g_n = \frac{l_n}{t_k}. \quad (11.9)$$

Звичайно максимальна швидкість напору становить $0,8g_n$.

В екскаваторах з незалежним напором знайдені розрахункові зусилля S_n і S_n і швидкості g_n і g_n є вихідними для визначення потужності відповідних механізмів:

$$N_n = \frac{S_n g_n}{\eta_n}, \text{ кВт}; \quad N_n = \frac{S_n g_n}{\eta_n}, \text{ кВт}, \quad (11.10)$$

де: η_n , η_n - ККД приводів відповідно механізмів підйому ковша і напірного, які визначаються за кінематичними схемами.

При індивідуальному електричному приводі за цими потужностями вибирають електродвигуни з наступною їхньою перевіркою по нагріванню. У випадку групового привода двигуни гусеничних екскаваторів вибирають за сумарною потужністю

$$N_o = N_n + N_n. \quad (11.11)$$

Незважаючи на деяку некоректність такого розрахунку, обумовлену тим, що доданки сумарної потужності визначаються за зусиллями S_n і $S_{н.}$, які відповідають різним розрахунковим положенням, обраний за цією потужністю двигун забезпечує задовільну роботу екскаватора в розрахунковому режимі на всіх операціях робочого процесу. Відношення потужності правильно обраного двигуна до місткості ковша складає у середньому 70...75 кВт/м³. Необхідну потужність двигуна пневмоколісного екскаватора визначають так само, як і для гідравлічних екскаваторів, тобто тяговим розрахунком.

Звичайно на роботу підйомного механізму витрачається приблизно 65%, а на роботу напірного механізму 35% загальної потужності двигуна. При комбінованому напорі через необхідність збільшувати швидкість навівання підйомного каната на барабан лебідки сумарна потужність, а також відношення її складових змінюється незначно.

При комбінованому напорі підйомний механізм розраховують на подолання всіх опорів як підйому ковша при копанні, так і напірному руху. Останнє забезпечується залежною частиною напірного механізму, кінематично пов'язаною з підйомним механізмом (див. рис. 11.5, б). Сумарна потужність, що реалізується на копання, визначиться сумою

$$N_{\text{коп}} = N_{\text{н.комб}} = \frac{S_{\text{н.коп}} \vartheta_n}{\eta_n} + \frac{S_{\text{н.коп}} \vartheta_n}{\eta_{н.б}}, \quad (11.12)$$

де: $S_{\text{н.коп}}$, $S_{\text{н.коп}}$ - розрахункові зусилля відповідно підйому і напору, кожне з яких визначається за більшим з двох зусиль для двох перших розрахункових положень (див. вище); $\eta_{н.з}$ - ККД залежної частини напірного механізму.

Незалежну частину напірного механізму розраховують по третьому розрахунковому положенню (див. рис. 11.18, б). Опір $S_{н.}'''$ напірному переміщенню в цьому положенні долається залежної ($S_{\text{н.коп}}$) і незалежної ($S_{\text{н.нез}}$) частинами механізму, а тому

$$S_{\text{н.нез}} = S_{н.}''' - S_{\text{н.коп}}. \quad (11.13)$$

На це зусилля розраховують незалежну частину напору, приймаючи для неї трохи підвищену швидкість $\vartheta_{\text{н.нез}} = 0,35 \dots 0,5$ м/с.

Потужність, що витрачається на привод цієї частини напору,

$$N_{\text{н.нез}} = \frac{S_{\text{н.нез}} \vartheta_{\text{н.нез}}}{\eta_{\text{н.нез}}}, \quad (11.14)$$

де $\eta_{\text{н.нез}}$ - ККД трансмісії незалежної частини напору.

Двигун вибирають за сумарною потужністю

$$N_{\text{д}} = N_{\text{н.комб}} + N_{\text{н.нез}}. \quad (11.15)$$

Максимальне зусилля на блоці підйомного поліспасти при індивідуальному приводі підйомного механізму від електродвигуна потужністю $N_{\text{дн}}$ з врахуванням перевантажувальної здатності

$$S_{\text{n.max}} = \frac{N_{\text{дн}} \eta_n}{(0,7 \dots 0,8) \vartheta_n}, \quad (11.16)$$

а у випадку групового привода за умови реалізації всієї потужності на підйом ковша

$$S_{\text{n.max}} = \frac{N_{\text{д}} \eta_n}{\vartheta_n}. \quad (11.17)$$

Використовуючи відомі методи, за цим зусиллям розраховують механізм підйому ковша.

У кінематичних розрахунках механізму підйому як вихідний параметр використовують швидкість навівання каната на барабан, що при двократному підйомному поліспасті і незалежному напорі становить $\vartheta_{\text{н.к.нез}} = 2 \vartheta_n$, а при комбінованому напорі $\vartheta_{\text{н.к.комб}} = 2 \vartheta_n + \vartheta_n D_{\text{н.б2}} / D_{\text{н.б1}}$, де $D_{\text{н.б1}}$ і $D_{\text{н.б2}}$ - діаметри напірного барабана і його залежної частини, обмірені по шару навівання каната.

На відміну від зусилля, що розвивається механізмом напору при висуванні рукояті, яке називається активним $S_{\text{н.а}}$, при загальмованій рукояті в ній виникає реактивне зусилля, назване також пасивним $S_{\text{н.п}}$. В основному пасивне зусилля більше розрахункового активного

напірного зусилля і тому воно є розрахунковим при виборі канатів (у випадку канатного напорю), розрахунках гальм і розрахунках робочого обладнання на міцність. Найбільше пасивне зусилля виникає при збиванні зубами ковша нависаючих козирків ґрунту у верхній частині забою. Розрахункове положення для обчислення цього зусилля аналогічне третьому розрахунковому положенню для визначення зусилля $S_{n,a}$ (див. рис. 11.18, в), але при наявності на зубах ковша опору ґрунту копанню у вигляді двох його складових $P_{01\max}$ і $P_{02\max}$ (див. рис. 11.18, з). Дотичну складову визначають з умови рівноваги сил, що діють на систему ківш-рукоять, у вигляді суми моментів щодо осі напірного вала, прийнявши $S_n=S_{n,\max}$ і виключивши силу тяжіння ґрунту (для зменшення перекидного моменту козирки збивають ківшем з відкритим днищем). Із цього рівняння одержимо

$$P_{01\max} = \frac{S_{n,\max}r_n - G_p r_p - G_k r_k}{r_0}. \quad (11.18)$$

Приймаючи $\psi=P_{02\max}/P_{01\max}=0,2$, із двох інших умов рівноваги, наприклад графічним способом, подібним представленому на рис. 11.18, ж, визначають зусилля $S_{n,n}$ і реакцію N сідлового підшипника.

Найбільше тягове зусилля при роботі зворотної лопати виникає в кінці копання перед виходом ковша на денну поверхню при максимально опущеній стрілі і гранично підвернутій до неї рукояті (рис. 11.19, а). Приймаючи це положення за розрахункове і визначаючи складові P_{01} і P_{02} опору ґрунту копанню, як і для прямої лопати, знайдемо тягове зусилля S_m спільним рішенням двох рівнянь рівноваги сил, що діють на системи стріла-рукоять-ківш і рукоять-ківш. Представивши ці рівняння у вигляді сум моментів відповідно щодо осі стріли O_c і осі обертання рукояті O_p , після нескладних перетворень одержимо

$$S_{m,\max} = \frac{(M_{pG} + P_0 r_{po})r_{c,n} + (M_{cG} - P_0 r_{co})r_{p,n}}{r_{c,m}^* r_{p,n} + r_{c,n} r_{p,m}}, \quad (11.19)$$

де M_{pG} , M_{cG} - суми моментів сил тяжіння елементів, робочого обладнання і ґрунту в ковші щодо полюсів відповідно O_p , O_c ; символами r із двома індексами позначені плечі сил, показані на рис. 11.19, а; $r_{c,m}^* = (r'_{c,m} - r''_{c,m})/2$; моменти M_{pG} , M_{cG} мають однакові знаки з моментами сили P_{01} щодо відповідних полюсів; опори на осях блоків не враховані.

Розрахункове підйомне зусилля визначають за більшим значенням, обчисленим за двома розрахунковими положеннями: при копанні ґрунту на максимальній глибині (стріла максимально опущена, крайки зубів ковша перебувають на одній вертикалі з віссю шарніра, що з'єднує рукоять зі стрілою, див. рис. 11.19, б) і при зустрічі ковша з важко доланою перешкодою на денній поверхні на максимальному вильоті (рис. 11.19, в). У кожному із цих розрахункових положень тягове зусилля приймають рівним максимальному $S_m=S_{m,\max}$, а нормальну складову опору ґрунту копанню $P_{02}=0$. Використовуючи попередню методику, знайдемо

$$S_n = \frac{(M_{pG} + S_{m,\max} r_{p,m})r_{c0} - (M_{cG} - S_{m,\max} r_{c,m}^*)r_{p0}}{r_{p,n} r_{co} - r_{c,n} r_{po}}, \quad (11.20)$$

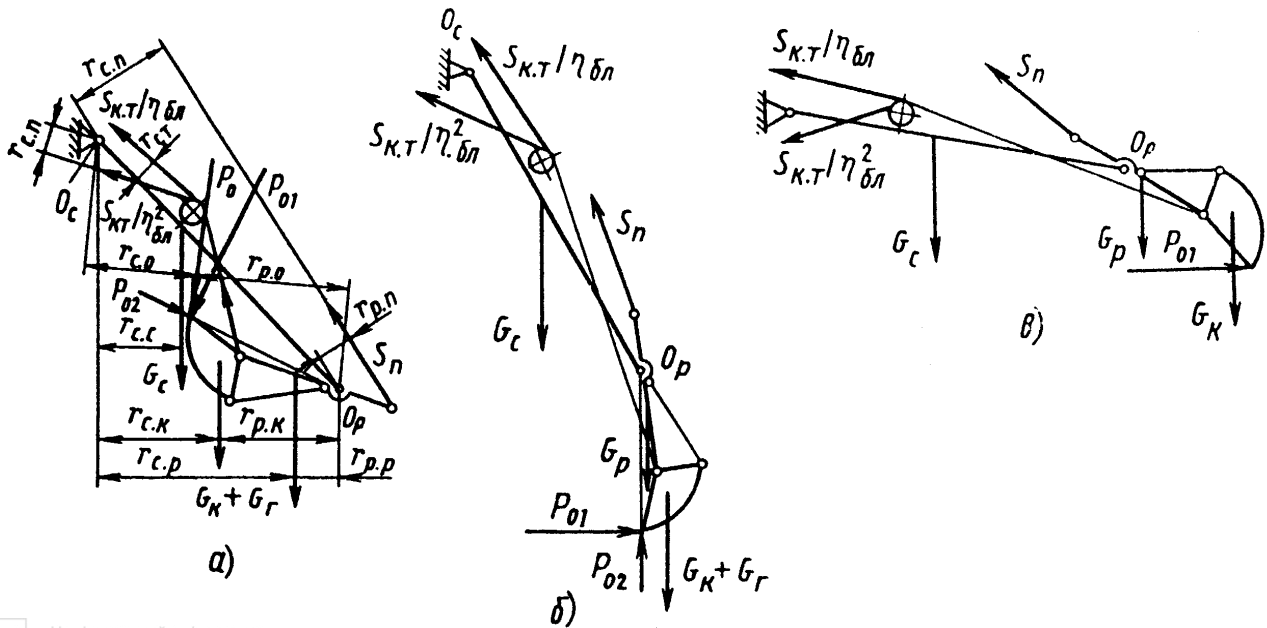


Рис. 11.19. Розрахункові схеми до визначення підйомного і тягового зусиль для зворотних лопат канатних екскаваторів: а - вивантаження на вивантаження; б - підйом робочого обладнання з навантаженням ковшем з нижнього положення; в - підйом робочого обладнання з порожнім ковшем

Тут знаки моментів M_{pG} і M_{cG} і моментів сили P_{01} щодо відповідних полюсів протилежні.

Максимальне підйомне зусилля визначають за більшим значенням, обчисленим з умов підйому робочого обладнання з навантаженням ковшем з нижнього положення (рис. 11.19, б) і з порожнім ковшем з положення, показаного на рис. 11.19, в:

$$S_{n.\max} = \frac{r_{c.m}^* M_{pG} + r_{p.m} M_{cG}}{r_{c.m}^* r_{p.n} + r_{c.n} r_{p.m}}. \quad (11.21)$$

Швидкість ϑ_n підйому ковша визначають, виходячи з умови вивантаження ковша на вивантаження з положення, показаного на рис. 11.19, а, за час повороту платформи на розрахунковий кут 90° . Звичайно $\vartheta_n = 0,26 \dots 0,35$ м/с. Швидкість ϑ_m тяги приймають на 20...30% нижче цих значень. Потужність двигуна визначають сумою

$$N_\partial = \frac{S_{m.\max} \vartheta_m}{\eta_m} + \frac{S_{n.\max} \vartheta_n}{\eta_n}, \quad (11.22)$$

де η_m, η_n - ККД трансмісії в приводах механізмів тяги і підйому відповідно.

Тягове зусилля драглайна

$$S_m = P_{01} + g(m_k + m_z) \sin \alpha, \quad (11.23)$$

де: m_k, m_z - маси ковша і ґрунту в ньому; α - кут нахилу укосу, $\alpha = 50 \dots 30^\circ$ (більші значення для легких, менші - для важких ґрунтів).

Опір P_{01} обчислюють, приймаючи $c = (0,16 \dots 0,18) B_k$. Приймаючи швидкість тяги $\vartheta_m = 0,75 \dots 0,85$ м/с для драглайнів масою 5...75 т, потужність двигуна одномоторного драглайна

$$N_\partial = \frac{S_m \vartheta_m}{\eta_m}, \quad (11.24)$$

де η_m - ККД трансмісії привода тягового механізму.

Звичайно підйом ковша сумішують із поворотом платформи і стріли. При цьому найбільш інтенсивна робота підйомного механізму доводиться на період після розгону поворотної платформи. Затрачувана на підйом ковша потужність визначається різницею між потужністю двигуна і тією її частиною, що витрачається на поворотний рух. При сталій

швидкості повороту вона становить близько 12% загальної потужності, якою забезпечується підйомне зусилля $S_n \approx 2g(m_k + m_c)$. При передачі всієї потужності на підйом це зусилля збільшується приблизно на 10%. Останнє приймають за розрахункове статичне зусилля при виборі підйомних канатів. Максимальне ж підйомне зусилля визначають для випадку стопоріння підйомного каната при одночасному його натягу тяговим канатом з максимальним тяговим зусиллям.

У випадку індивідуального привода потужність тягового двигуна визначають за тією ж формулою (11.24), а потужність підйомного двигуна через зусилля підйому, що повинно бути не менше

$$S_n = (1,5 \dots 1,7)g(m_k + m_c); \quad (11.25)$$

швидкість підйому ковша $g_n = 1 \dots 1,3$ м/с для екскаваторів попередніх мас. Тоді

$$N_n = \frac{S_n g_n}{\eta_n}, \quad (11.26)$$

де η_n - ККД трансмісії привода підйомного механізму.

Максимальне тягове $S_{m.max}$ і підйомне $S_{n.max}$ зусилля у випадку індивідуального привода визначають із урахуванням перевантажувальної здатності електродвигунів як $S_{m(n).max} = S_{m(n)} / (0,7 \dots 0,8)$. Також як і при груповому приводі, зусилля $S_{n.max}$ перевіряють за умовою стопоріння підйомного поліспада і розтяжки його тяговим канатом.

При переобладнанні підйомного і напірного механізмів лопати універсального екскаватора в підйомний і тяговий механізми драглайна діаметри барабанів відповідних механізмів визначають за формулою

$$D_{б.м} = \frac{2M_m}{S_m \eta_m}; \quad D_{б.н} = \frac{2M_n}{S_n \eta_n}, \quad (11.27)$$

де M_m, M_n - відомі моменти на валах тягового і підйомного барабанів.

Звичайно ці діаметри виходять більше діаметрів вихідних механізмів. У протилежному випадку з конструктивних міркувань їх можна залишити попередніми, змінивши передаточне число відповідних трансмісій. При цьому зусилля підйому не слід збільшувати більше $2,3g(m_k + m_c)$, а швидкість підйому більше 3,5 м/с.

11.4. Розрахунок параметрів механізму повороту одноківшевих екскаваторів

У поворотних рухах виділяють розгін поворотної частини екскаватора з навантаженим ковшем до максимальної кутової швидкості $\omega_{г.мах}$ (рис. 11.20), рівномірне обертання із цією швидкістю, гальмування до повної зупинки, розгін у зворотному напрямку з порожнім ковшем до максимальної швидкості $\omega_{н.мах}$, рівномірне обертання із цією швидкістю, гальмування до повної зупинки. Інтервали часу, протягом яких виконуються перераховані етапи руху, позначені на рис. 11.20 символами $t_{p.г}, t_{p.д.г}, t_{m.г}, t_{p.н}, t_{p.д.н}$ і $t_{m.н}$. Інтервали цих рухів можуть відбуватися один за другим неперервно у випадку вивантаження ґрунту у відвал, що починається наприкінці третього інтервалу і закінчується на початку четвертого, або з розривом для вивантаження ґрунту в транспортний засіб. Залежно від необхідних кутових переміщень із описаного руху можуть бути виключені інтервали рівномірних обертань $t_{p.д.м}$ і $t_{p.д.н}$.

Рух поворотної частини екскаватора в режимі розгону з завантаженим або порожнім ковшем описується диференціальним рівнянням

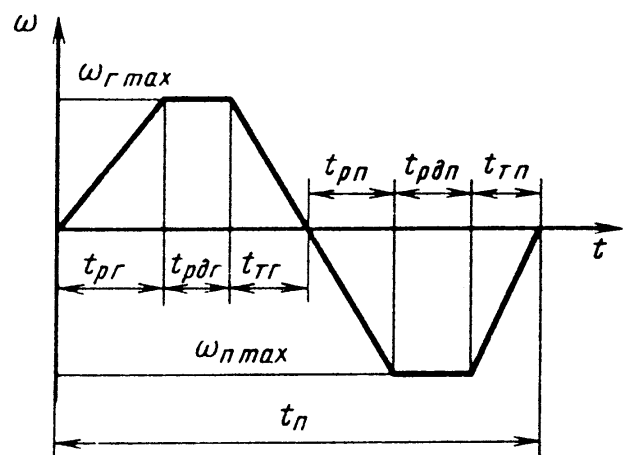


Рис. 11.20. Графік зміни кутової швидкості поворотної частини екскаватора

$$(J_{z(n)} + J_m u^2 \eta_n) \frac{d\omega}{dt} = M_{\partial} u \eta_n - M_c, \quad (11.28)$$

а в режимі гальмування - рівнянням

$$(J_{z(n)} + J_m u^2 / \eta_n) \frac{d\omega}{dt} = M_{\partial} u / \eta_n + M_c, \quad (11.29)$$

де: $J_{z(n)}$ - момент інерції поворотної частини екскаватора з навантаженим (порожнім) ковшем; J_m - момент інерції механізму привода повороту, приведений до вала двигуна або муфти; u - передаточне число поворотного механізму; η_n - ККД привода механізму; ω - поточна кутова швидкість поворотної платформи; t - поточний час; M_{∂} - рушійний момент на валу двигуна або муфти; M_c - момент статичного опору повороту в ОПП.

Ці рівняння мають однакову структуру, що дозволяє за рішенням одного з них, наприклад першого, одержати рішення другого, замінивши η_n на $1/\eta_n$ і M_c - на $-M_c$.

Одночасно з поворотом платформи виконуються маневрові рухи робочого обладнання (підйом і винос ковша при русі на вивантаження, зменшення вильоту і опускання робочого обладнання при зворотному русі), чим обумовлюється варіація моменту $J_{z(n)}$ інерції.

Принципове подання моменту інерції у функції часу ще не накладає яких-небудь обмежень на рішення диференціальних рівнянь руху в замкнутому виді. Однак через ряд випадкових факторів, у тому числі суб'єктивних, обумовлених особливостями керування екскаватором залежно від досвіду і навичок машиніста, точне подання цієї функціональної залежності досить складне, у зв'язку з чим у розрахунках його представляють наближено. За одним із варіантів цього наближення, прийнятим в дійсному розрахунку, момент інерції представляється величиною постійною, обчисленою при вильоті ковша, рівному 2/3 його максимального вильоту для лопат і від 2/3 до 3/4 цього вильоту для драглайнів. У інших варіантах момент інерції може бути представлений, наприклад, лінійною, квадратичною та іншими функціями часу. Для лопат момент інерції поворотної частини з навантаженим ковшем визначають за емпіричною залежністю

$$J_z = 1,2 m_e^{5/3}, \text{ т/м}^2; \quad (11.30)$$

при порожньому ковші

$$J_n = J_z - m_e r_z^2, \text{ т/м}^2, \quad (11.31)$$

де m_e - маса ґрунту в ковші, т; r_z - радіус центра мас ґрунту у ковші на розрахунковому вильоті;

для драглайнів

$$J_z = (1,5 \dots 2) m_e^{5/3}, \text{ т/м}^2. \quad (11.32)$$

Більші значення відповідають екскаваторам великої потужності.

При поверненні у вихідне положення після вивантаження ківш перебуває на максимальному вильоті, іноді - більше цього вильоту через розгойдування і відцентрові сили. З урахуванням цих особливостей

$$J_n = J_z - (m_k + m_e) r_k^2 + m_k r_{k,\max}^2, \quad (11.33)$$

де: m_k - маса ковша; $r_k, r_{k,\max}$ - радіуси центрів мас ковша на розрахунковому і максимальному вильотах.

Рушійний момент M_{∂} залежить від виду привода. Характеристики зміни цього моменту в часі для найпоширеніших приводів екскаваторів найчастіше лежать між кривими I і II представленими на рис. 11.21, а. Характеристика I досить близько відповідає приводу повороту за допомогою гідродвигунів або фрикційних муфт і гальм. Ця характеристика при всіх інших рівних умовах забезпечує мінімальну тривалість повороту. Характеристика II найбільше близько відповідає приводу повороту від електродвигунів постійного струму, що працюють у системі триобмоточний генератор-двигун (ТГ-Д). Характеристики електродвигунів постійного струму, що працюють за системою генератор-двигун з електромагнітними і електромашинними підсилювачами, лежать звичайно між характеристиками I і II і можуть бути наближені до характеристики I.

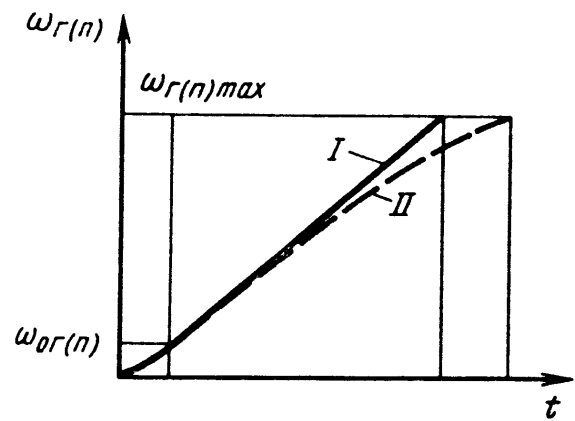
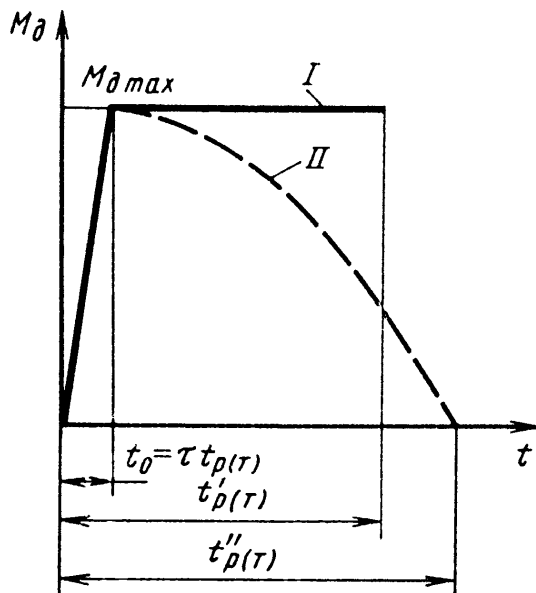


Рис.11.21. Характерні графіки зміни в часі крутних моментів двигунів, що застосовуються для привода поворотних механізмів

а)

Тривалість наростання крутного моменту від 0 до t_0 , на двигунах, муфтах і гальмах залежить, в основному, від системи їхнього керування. Рациональне, за умовами мінімального динамічного навантаження, значення $t_0=(0,15...0,25)t_p$ (t_p - тривалість розгону) без особливих ускладнень здійснюється в приводах від двигунів постійного струму і від фрикційних муфт і гальм із пневматичним керуванням. У використовуваних до останнього часу гідроприводах екскаваторів, що застосовувались до останнього часу, як правило, тривалість наростання моменту невелика і знаходиться у межах ($t_0=0,06...0,12$ с, що призводить до динамічних перевантажень механізмів привода і елементів металоконструкцій і знижує їхню довговічність. Гідравлічні системи керування фрикційними муфтами і гальмами привода повороту мають ті ж недоліки. Розроблені вітчизняні і закордонні конструкції клапанів і систем, що забезпечують плавне наростання моменту в гідроприводах повороту, ще не одержали широкого застосування.

У характеристиках $M_d=M_d(t_{p(m)})$ на рис. 11.21, а прийнято, що крутний момент у період часу від 0 до t_0 змінюється за лінійним законом. Далі для інтервалу часу $t_0 < t < t_{p(m)}$ для характеристики I $M_d=M_{d,max}=const$, а для характеристики II $M_d=M_{d,max}(1-t^3/t_{p(m)}^3)$.

Максимальне значення рушійного моменту обмежено умовами зчеплення рушія із ґрунтом, не допускаючи його провороту, припустимими прискореннями за фізичними можливостями машиніста [$a_{max} \leq (0,2...0,3)g$], а також динамічними навантаженнями на механізми і металоконструкції.

Момент сил опору в ОПП у першому наближенні може бути прийнятий постійним. Момент інерції привода, його передаточне число і ККД - постійні величини.

Для спрощення операцій інтегрування рівнянь (11.28) і (11.29) введемо позначення:

$$\nu = \frac{M_c}{M_{d,max}u}; \quad \theta = \frac{J_mu^2}{J_{cp}}; \quad \delta = \frac{J_e}{J_{cp}} - 1 = 1 - \frac{J_n}{J_{cp}}; \quad J_{cp} = \frac{J_e + J_n}{2}.$$

У середньому $\nu=0,05...0,1$; $\theta=0,05...0,4$ (для приводів від фрикційних муфт і високомоментних тихохідних гідромоторів $\theta=0,05...0,1$; від низькомоментних швидкохідних гідромоторів і тихохідних електродвигунів $\theta=0,1...0,15$, від електродвигунів з максимальною частотою обертання до 1000 хв^{-1} $\theta=0,25...0,4$); $\delta=0,05...0,25$.

З урахуванням цих позначень перетворимо диференціальні рівняння (11.28) і (11.29) до вигляду

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{M_{d,max}u}{J_{cp}a_{e(n)}} \left(\frac{M_d}{M_{d,max}} + b \right), \quad (11.34)$$

де: $a_{z(n)}$, b - коефіцієнти, що залежать від наведених вище відношень, для режиму розгону $a_{z(n)} = a_{pz(n)} = \theta + \frac{1 \pm \delta}{\eta_n}$, $b = b_p = -v/\eta_n$, для режиму гальмування $a_{z(n)} = a_{mz(n)} = \theta + (1 \pm \delta)$; $b = b_m = v\eta_n$. Знак «+» перед δ відповідає моменту інерції J_z і значенню a_z , а знак «-» J_n і a_n .

Цьому рівнянню задовольняє рішення, що для моменту часу $t = t_p$ представляється залежністю

$$\omega_{pz(n)} = \omega_{z(n)\max} = c \sqrt{\frac{M_{\delta.\max} u \beta'}{J_{cp} a_{z(n)cp}}}, \quad (11.35)$$

де: c - коефіцієнт пропорційності, що залежить від наведених вище v , θ , δ , $t_0/t_p = 0,015 \dots 0,25$ і η_n і прийнятий в середньому рівним $0,8 \dots 1$ для приводів, що відповідають характеристиці I , і $0,6 \dots 0,8$ - для приводів з характеристикою II ; $a_{z(n)cp} = (a_{pz(n)} + a_{mz(n)})/2 = \theta + (1 \pm \delta)(1/\eta_n + \eta_n)/2$; β' - повне кутове переміщення поворотної платформи в одному напрямку при двоетапному русі, що включає розгін і гальмування.

Тривалість кожного етапу руху пропорційна відношенню $J_{cp} \omega_{z(n)\max} / (M_{\delta.\max} u)$. Опускаючи викладення, для визначення повної тривалості двоетапного повороту в прямому і зворотному напрямках одержимо формулу

$$t'_n = t_{pz} + t_{mz} + t_{pn} + t_{mn} = e \sqrt{\frac{J_{cp} \beta' a_{cp}}{M_{\delta.\max} u}}, \quad (11.36)$$

де: e - коефіцієнт пропорційності, прийнятий $e = 3,45 \dots 4,05$ для приводів з характеристикою I і $e = 3,55 \dots 4,3$ - для характеристики II ; $a_{cp} = (a_{z.cp} + a_{n.cp})/2 = \theta + (1/\eta_n + \eta_n)/2$.

При постійному моменті $M_{\max} u$ максимальна потужність поворотного руху буде мати місце наприкінці розгону платформи при зворотному обертанні

$$N_{n.\max} = M_{\delta.\max} u \omega_{n.\max} \eta_n. \quad (11.37)$$

Отримані залежності (11.35)...(11.37) дозволяють визначити основні параметри двоетапного поворотного руху за заданими моменту $M_{\delta.\max} u$ і кутовому переміщенню β' . Передбачається, що у всіх випадках моменти інерції J_z і J_n і характеристики привода відомі.

У випадку обмеження максимальної кутової швидкості, наприклад, кінематичними можливостями привода, виникають умови для триетапного руху в кожному напрямку, що включає розгін, рівномірне обертання і гальмування. Переміщення $\beta'_{z(n)}$ у кожному напрямку руху визначається з рівняння (11.35), у якому варто прийняти $\omega_{z(n)\max} = \omega_{\max} = \text{const}$:

$$\beta'_{z(n)} = \frac{J_{cp} \omega_{\max}^2 a_{z(n)cp}}{c^2 M_{\delta.\max} u}. \quad (11.38)$$

Переміщення з постійною швидкістю $\omega = \omega_{\max}$ у кожному напрямку визначиться різницею $\beta_{p\delta z(n)} = \beta - \beta'_{z(n)}$ (β - повне кутове переміщення), а тривалість повного повороту

$$t_n = \frac{2\beta}{\omega_{\max}} + \frac{J_{cp} \omega_{\max}}{M_{\delta.\max} u} f, \quad (11.39)$$

де: $f = (a_{pz} + a_{pn})h_p + (a_{mz} + a_{mn})h_m - \frac{2a_{cp}}{c^2} = 2\theta \left(h_p + h_m - \frac{1}{c_2} \right) + 1/\eta \left(2h_p - \frac{1}{c_2} \right) + \eta \left(2h_m - \frac{1}{c_2} \right)$;

для приводів з характеристикою I $h_p = 1,05 \dots 1,18$; $h_m = 0,92 \dots 0,97$; для приводів з характеристикою II $h_p = 1,43 \dots 1,67$; $h_m = 1,19 \dots 1,28$.

Як відзначалось, наведений до поворотної платформи рушійний момент не повинен перевищувати граничного моменту сил зчеплення рушія із ґрунтом $M_{\delta.\max} u \eta_n < M_{зч} = P_n K/2$, де P_n - опір повороту; K - колія. Невідповідність цій умові призводить до зрушення ходового пристрою щодо опорної поверхні при повороті платформи з робочим обладнанням.

Також обмежується тривалість поворотного руху. Для екскаваторів, що проектується цей параметр оцінюють його часткою у загальній тривалості робочого циклу екскаватора, регламентованою діючими нормативами, а також порівнянням із кращими вітчизняними і

закордонними зразками екскаваторів.

Якщо параметри $M_{\partial.\max}u$ і t_n є вихідними для розрахунку, то їх приймають не більше граничних значень, а у випадку іншого завдання вихідних даних зазначені параметри підлягають порівнянню з їхніми граничними значеннями в процесі виконання розрахунків. Оскільки, із залежності (11.36), параметр t_n залежить від моменту $M_{\partial.\max}u$, то умовою для призначення останнього при двоетапному розрахунковому повороті буде

$$\frac{J_{cp}\beta'\alpha_{cp}e^2}{[t_n]^2} \leq M_{\partial.\max}u < M_{3ч}, \quad (11.40)$$

де $[t_n]$ - допустима (задана) тривалість повороту.

Цією умовою визначається також співвідношення його меж, при невиконанні якого варто переглянути конструктивні рішення екскаватора, насамперед його рушія. У протилежному випадку не можна забезпечити поворот платформи за заданим параметром $[t_n]$.

У випадку групового привода на поворотний рух наприкінці розгону з навантаженим ковшем може бути спрямована вся потужність двигуна N_{∂} . Відповідний цій потужності момент визначиться як



Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$M_{\partial.\max}u = \sqrt[3]{\frac{J_{cp}a_{z.cp}}{\beta'} \left(\frac{N_{\partial}}{c}\right)^2}. \quad (11.41)$$

Після перевірки отриманого результату за умовою (11.40) і, при необхідності, його коректування момент $M_{\partial.\max}u$ використовують для обчислення інших параметрів поворотного руху за наведеними формулами. Дорівнюючи в останній залежності момент $M_{\partial.\max}$ номінальному моменту двигуна $M_{\partial n} = 30N_{\partial}/(\pi n_{\partial})$ (де n_{∂} - частота обертання колінчастого вала двигуна, хв^{-1}), визначимо передаточне число поворотного механізму

$$u = \frac{\pi n_{\partial}}{30} \sqrt[3]{\frac{J_{cp}a_{z.cp}}{c^2\beta'N_{\partial}}}. \quad (11.42)$$

При індивідуальному приводі частіше в якості вихідного задають параметр $[t_n]$. Електродвигун поворотного механізму попередньо вибирають по потужності, що обчислюють за формулою (11.37) для кінця розгону, і рушійному моменті, прийнятому у відповідності з умовою (11.41). Обраний двигун перевіряють по нагріванню. Передаточне число механізму визначають за формулою (11.42).

Гідравлічні приводи поворотних механізмів з однопотоковими регульованими насосами використовують підтримувану регулятором потужність $N_{н.рег}$ повністю тільки наприкінці розгону. Рушійний момент визначають за формулою (11.41), приймаючи $N_{\partial} = N_{зм} = N_{н.рег}\eta_e$ (η_e - ККД гідравлічної системи). Після перевірки результату за умовою (11.40) інші параметри повороту визначають за наведеними раніше формулами. Гідромотор вибирають за потужністю $N_{зм}$ із наступним коректуванням його частоти обертання

$$n_{зм} = \frac{n_{зм.ном}N_{зм}}{N_{зм.ном}}, \quad (11.43)$$

де $n_{зм.ном}$ і $N_{зм.ном}$ - номінальні частота обертання і потужність гідромотора.

Передаточне число механізму повороту визначають за формулою (11.42), приймаючи $n_{\partial} = n_{зм}$ і $N_{\partial} = N_{зм}$.

У випадку привода із двопотоковими регульованими насосами наприкінці розгону, який не суміщується з іншими робочими рухами, а також, якщо рухи, що суміщуються, забезпечуються подачею робочої рідини у відповідні гідроциліндри під невеликим тиском, тиск у магістралі, яка живить гідромотор поворотного механізму, виявляється недостатнім для спрацювання регулятора потужності. У цьому випадку насос буде працювати в безрегуляторному режимі з максимальною потужністю

$$N_{н.\max} = Q_{н.\max} p_{н.\max}. \quad (11.44)$$

Приймаючи ($N_{\partial}=N_{зм}=N_{н.мах}\eta_c$) параметри поворотного руху розраховують, як і у попередньому випадку.

11.5. Розрахунок параметрів механізмів пересування однокішшевих екскаваторів

Тягові розрахунки екскаваторів виконують у відповідності з рівнянням силового балансу. Через малу швидкість руху гусеничних екскаваторів приймають $P_{\partial}=0$, а опір сил інерції, що має місце звичайно при рушанні машини з місця,

$$P_f=(0,01\dots0,02) m_{eg}. \quad (11.45)$$

Коефіцієнти опору прямолінійному руху вибирають у межах $f=0,06\dots0,15$, відповідних пересувань по ґрунтових дорогах і по бездоріжжю.

У якості розрахункових приймають три режими пересування: прямолінійне на горизонтальній ділянці з невеликими підйомами ($\alpha_{\min}=2\dots3^\circ$), поворотний рух у тих же умовах, прямолінійний рух на максимальному для розрахункового екскаватора підйомі ($\alpha_{\max}=22^\circ$ для екскаваторів до четвертої розрахункової групи включно, $\alpha_{\max}=20^\circ$ для екскаваторів п'ятої розмірної групи та вище). Першому режиму відповідає номінальна рушійна сила

$$P_{\partial.ном} = P_f + P_j + P_h, \quad \alpha=\alpha_{\min} \quad (11.46)$$

другому і третьому режимам - її максимальні значення

$$P'_{\partial.мах} = P_{\partial.ном} + P_n; \quad P''_{\partial.мах} = P_f + P_j + P_h, \quad \alpha=\alpha_{\max} \quad (11.47)$$

При визначенні опору P_n повороту на мінімальному радіусі $R_{\min}=K/2$ (де K - колія) коефіцієнт опору) повороту вибирають у межах $f_n=0,3\dots1$.

Швидкості пересування пневмоколісних і гусеничних екскаваторів із груповим приводом гусениць

$$g = \frac{N_{\partial} k_{вих} \eta_{ред}}{P_{\partial}}, \quad (11.48)$$

де $k_{вих}$ - коефіцієнт зниження потужності двигуна через коливання навантаження, у середньому $k_{вих}=0,75\dots0,82$; $k_{ред}$ - ККД трансмісії привода ходового обладнання.

Мінімальну і максимальну швидкості пересування одержимо після підстановки в цю формулу значень максимальної $P_{\partial}=P_{\partial.мах}$ і номінальної $P_{\partial}=P_{\partial.ном}$ рушійної сили. Передаточні числа трансмісії привода гусеничного ходового обладнання

$$u_{\min(\max)} = \frac{\pi D_{зг} n_{\partial}}{60 g_{\max(\min)}}, \quad (11.49)$$

де $D_{зг}$ - діаметр приводної зірочки по осях шарнірів гусеничного ланцюга.

У випадку гідравлічних екскаваторів з індивідуальним приводом кожної гусениці спочатку за номінальною потужністю, рівною вихідній потужності насосної установки $N_n k_8$ мінус втрати при подачі рідини, вибирають два гідромотори по одному на кожну гусеницю. При необхідності на екскаваторах більших моделей на кожну гусеницю встановлюють по два гідромотори. Їх бажано уніфікувати з гідромоторами механізму повороту. Обрані гідромотори перевіряють за максимальною частотою обертання

$$n_{зм.мах} = \frac{Q_{н.мах} \eta_{н.V} \eta_{м.V}}{V_m} \leq [n_{зм.мах}], \quad (11.50)$$

де: $\eta_{н.V}$ і $\eta_{м.V}$ - об'ємні ККД відповідно насоса і напірної лінії з розподільними пристроями; V - робочий об'єм одного гідромотора; m - число встановлюваних у приводі ходового пристрою гідромоторів; $[n_{зм.мах}]$ - допустима паспортною характеристикою максимальна частота обертання гідромотора.

Якщо ця умова не задовольняється, то варто вибрати гідромотори з більшим сумарним робочим об'ємом.

Оскільки передаточні пристрої ходових механізмів з індивідуальними двигунами звичайно одношвидкісні, то регулювання швидкостей у цьому випадку можливо тільки шляхом зміни подачі насоса залежно від опорів пересуванню, а також за рахунок керованого дроселювання потоку робочої рідини, що направляється до гідромоторів. Останній варіант використовують як змушену міру, коли немає інших можливостей, оскільки в цьому випадку втрати енергії на дроселювання рідини досить великі. При роботі насосів у регуляторному режимі діапазон зміни швидкостей пересування буде дорівнювати діапазону регулювання DQ . Тому що при постійній потужності, підтримуваної регулятором, швидкості пересування обернено пропорційні зовнішнім опорам, то гідромеханічна система ходового обладнання буде працювати в умовах опору без дроселювання і перепуску надлишку рідини через запобіжний клапан у зливну лінію, якщо відношення $P'_{\partial.\max}/P_{\partial.\text{ном}}$ буде вписуватися в інтервал DQ .

Звичайно для реальних умов пересування екскаваторів ця вимога не задовольняється.

Можна відмовитися від реалізації зусилля $P'_{\partial.\max}$ тільки механізмом пересування. У практиці експлуатації широко використовують спосіб повороту екскаватора шляхом вивішування його передньої частини при упорі ковша в ґрунт (дорогу) і наступного включення ходового пристрою на поворот. Можна також збільшити радіус повороту до значення $R=K$, відключаючи від насосної установки двигун гусениці, щодо якої відбувається поворот. У випадку двопоточного насоса при цьому виникає описане раніше явище переходу насоса в безрегуляторний режим роботи, при якому потужність потоку робочої рідини може збільшитися в DQ разів у порівнянні з регуляторною.

Виключаючи із розгляду пересування екскаватора з поворотом, обмежимо зусилля P_{∂} його номінальним $P_{\partial.\text{ном}}$ і максимальним $P''_{\partial.\max}$ значеннями при пересуванні на максимальному підйомі. Максимальну швидкість пересування знайдемо із рівняння

$$g_{\max} = \frac{N_n k_{\partial} \eta_{\partial} \eta_{\text{гм}} \eta_{\text{ред}}}{P_{\partial.\text{ном}}}, \text{ м/с}, \quad (11.51)$$

де η_{∂} , $\eta_{\text{гм}}$, $\eta_{\text{ред}}$ - ККД відповідно трубопроводів і розподільних пристроїв на ділянці від насоса до гідромотора, гідромотора і редуктора.

Мінімальну швидкість пересування визначають за меншим із двох значень:

$$g_{\min} \leq \frac{g_{\max}}{DQ}; \quad g_{\min} \leq \frac{g_{\max} P_{\partial.\text{ном}}}{P''_{\partial.\max}}. \quad (11.52)$$

Передаточне число редуктора

$$u = \frac{\pi D_{\text{зв}} n_{\text{гм.макс}}}{60 g_{\max}}. \quad (11.53)$$

Тяговий розрахунок пневмоколісних екскаваторів виконують, приймаючи в якості розрахункових два режими пересування: на горизонтальній ділянці з невеликими підйомами ($\alpha_{\min}=2\dots3^{\circ}$) і на максимальному підйомі ($\alpha_{\max}=22^{\circ}$). При дискретному регулюванні швидкостей їх дійсні значення утворять геометричну прогресію зі знаменником $a=(g_{\max}/g_{\min})^{1/(n-1)}$, де n - число дискретно регульованих швидкостей. Звичайно його призначають не менше чотирьох. Максимальна швидкість пересування цих екскаваторів в основному не перевищує 22...25 км/год.

11.6. Статичний розрахунок

Мета статичного розрахунку - шляхом відповідної компоновки обладнання на поворотній платформі і, при необхідності, додаткового привантаження її противагою забезпечити стійкість екскаватора у всіх можливих його станах як у робочому і транспортному режимах, так і в режимі технічної експлуатації. Під стійкістю тут розуміють можливість екскаватора протистояти зовнішнім навантаженням, включаючи сили ваги складових частин екскаватора і ґрунту в ковші, опір ґрунту копанню, а також сили інерції не перекидаючись і без зрушення його опорної частини відносно ґрунтової основи.

Стійкість відносно перекидання у всіх станах екскаватора, крім режиму копання ґрунту, подібна з аналогічним поняттям для вільно стоячих кранів, запас стійкості яких визначають відношенням

$$\varphi = \frac{M_y}{M_0}, \quad (11.54)$$

де M_y і M_0 - моменти утримуючих і перекидаючих сил.

Ідентифікуючи методику визначення цих моментів із згаданим вище аналогом, представимо момент M_y алгебраїчною сумою моментів сил тяжіння складових частин екскаватора, включаючи робоче обладнання, щодо можливого ребра перекидання. Момент M_0 щодо того ж ребра сформується силою тяжіння ґрунту в ковші, інерційними силами і вітровим тиском, спрямованим у сторону можливого перекидання. Отриманий запас стійкості не повинен бути нижче $[\varphi]=1,15$.

Перевірка стійкості в режимі копання ґрунту декілька умовна. На відміну від вільно стоячої машини, миттєвий перехід якої через стан нестійкої рівноваги неминуче призводить до втрати нею стійкості, копаючий екскаватор зберігає рівновагу і в стані відриву від ґрунту частини його опорних пристроїв. У цьому випадку взаємодіючий із ґрунтом ківш виконує функцію опори, а опори на зуби ковша виявляються реакцією цієї опори. Якщо не зупинити роботу механізмів, що забезпечують робочі рухи ковша, то внаслідок відносних переміщень елементів робочого обладнання і базової частини екскаватора плече рівнодіючої утримуючих сил щодо ребра перекидання буде зменшуватися і при досягненні $M_y < M_0$ відбудеться втрата екскаватором стійкості.

Тривалість цього процесу достатня для того, що встигнути виключити або реверсувати зазначений вище механізм і запобігти цим перекидання екскаватора. Тим не менше такі режими роботи небажані як через знижену продуктивність екскаватора, пов'язану з не обхідністю витрат часу на нерегламентовані операції керування так і за фізіологічним впливом на машиніста. Тому екскаватор у цьому режимі також перевіряють на стійкість за тією ж формулою (11.54), визначаючи момент M_0 через розрахунок опору ґрунту на зубах ковша (див. нижче) і приймаючи $[\varphi]=1,054 \dots 1,1$.

За ребро можливого перекидання пневмоколісного екскаватора приймають одну зі сторін його опорного контуру, а для гусеничного екскаватора при можливому перекиданні в поздовжній площині гусениць - передню або задню сторони опорного контуру, при втраті стійкості поперек гусениць - зовнішній край гребеня гусеничної стрічки, на який опираються котки.

Звичайно не вдається зрівноважити екскаватор тільки за рахунок компонування обладнання на поворотній платформі, у зв'язку з чим її привантажують противагою, яку встановлюють у задній частині платформи на можливо більшій відстані від осі обертання, а найбільш важкі агрегати (двигун, насоси, масляний і паливний баки та ін.) зрушують також у задню частину. Масу противаги визначають із умов забезпечення необхідної стійкості.

На рис. 11.22 представлені типові розрахункові положення для перевірки однокішшевих екскаваторів на стійкість. Перше розрахункове положення (рис. 11.22, а) приймається для руху на підйом з максимальним для даного екскаватора кутом. Робоче обладнання розташоване в поздовжній площині шасі, можливе ребро перекидання під задньою віссю шасі. Найбільш нестійким для гідравлічних екскаваторів буде положення робочого обладнання з максимально піднятою стрілою і максимально наближеними до поворотної платформи рукояттю і ковшем (без ґрунту) при наявності вітрового тиску неробочого стану в напрямку можливого перекидання екскаватора.

Вітрове навантаження створює перекидний момент. Всі сили ваги формують утримуючий момент. Стійкість екскаватора в цьому положенні може бути підвищена шляхом опускання стріли і виносу рукояті з ковшем на можливо більшій виліт. З огляду на сказане, стійкість гідравлічного екскаватора в цьому розрахунковому положенні варто перевіряти за двома описаними положеннями робочого обладнання. За результатами розрахунку в посібник з експлуатації вносять не-обхідні вказівки про правила безпечного в

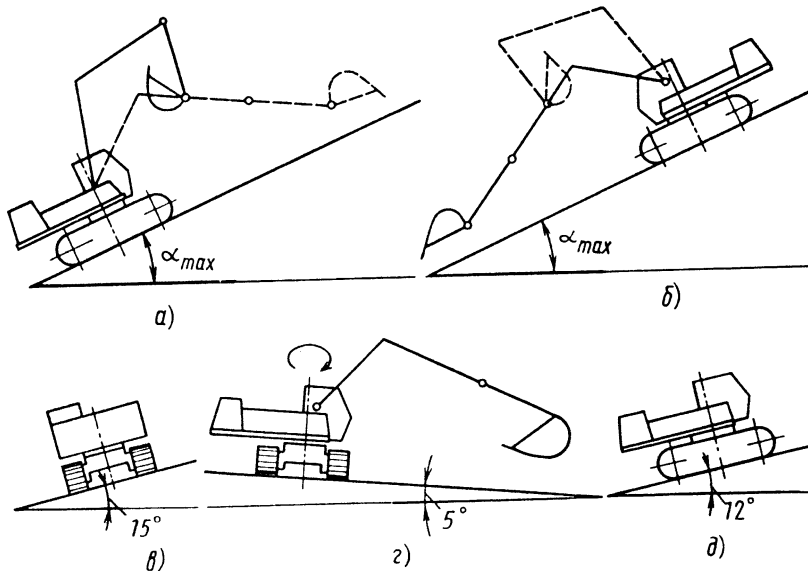


Рис. 11.22. Розрахункові положення для перевірки власної стійкості однокішшевих екскаваторів

максимальним для даної розмірної групи кутом (рис. 11.22, б). Робоче обладнання розташоване в поздовжній площині шасі, стріла опущена, рукоять із порожнім ковшем гранично висунуті в напрямку руху. Вітровий тиск неробочого стану в тому ж напрямку. Можливе ребро перекидання - під передньою віссю шасі. Стійкість у цьому положенні може бути підвищена шляхом підйому стріли і наближення рукояті з ковшем до платформи. Зберігаються в силі попередні положення про склад розрахунків і використання їх результатів.

У третьому розрахунковому положенні перевіряють стійкість при русі екскаватора на косогорі з кутом нахилу до горизонту в 15° (рис. 11.22, в). Робоче обладнання в поздовжній площині шасі. Стріла гранично піднята, рукоять і ківш наближені до платформи. Вітровий тиск неробочого стану - у напрямку ухилу. Можливе ребро перекидання - зовнішня крайка гребенів гусеничної стрічки для гусеничних екскаваторів; лінія, що проходить через центри контактних плям під зовнішніми колесами з боку ухилу для пневмоколісних екскаваторів.

Четверте розрахункове положення - для режиму поворотного руху на вивантаження ковша, заповненого ґрунтом. Розглядається кінець розгону, коли кутова швидкість досягає максимального значення $\omega = \omega_{\max}$, а робоче обладнання з навантаженим ковшем перебуває на максимальному вильоті поперек ходового обладнання (рис. 11.22, г). Можливе ребро перекидання, як і в попередньому розрахунковому положенні, а для пневмоколісних екскаваторів з виносними опорами - бічна сторона опорного контуру. Опорна поверхня під кутом у 5° у напрямку можливого ребра перекидання. У тому ж напрямку діє вітровий тиск робочого стану і відцентрова сила, момент якої щодо можливого ребра перекидання

$$M_{цб} = \omega_{\max}^2 \sum m_i r_i h_i, \quad (11.55)$$

де: m_i - маса i -го обертового елемента; r_i , h_i - радіус центра мас i -го елемента щодо осі обертання екскаватора і його висота щодо ребра можливого перекидання.

При заміні робочого обладнання універсальний екскаватор може виявитися без робочого обладнання (рис. 11.22, д). При перевірці стійкості це положення відрізняється від першого розрахункового положення відсутністю робочого обладнання і нахилом до горизонту опорної поверхні, кут якого приймають рівним 12° .

У режимі копання стійкість перевіряють для положення робочого обладнання поперек ходового пристрою при горизонтальній опорній поверхні: для зворотних лопат - при копанні на максимальній глибині, для прямих лопат - на максимальному радіусі. Опір ґрунту копанню приймається найбільшим з можливих за умовами реалізації потужності двигуна і кінематичних можливостей привода. Ківш заповнений ґрунтом. При копанні зворотною лопатою можливе ребро перекидання приймають на віддаленій бічній стороні опорного

змісті стійкості транспортування екскаваторів на підйомах.

Щоб уникнути закидання стріли на кузов канатного екскаватора в зазначеному розрахунковому положенні її опускають за можливістю ближче до опорної поверхні, а рукоять із ковшем висувують вперед.

За другим розрахунковим положенням перевіряють стійкість при русі екскаватора на спуску з

контур, а при копанні прямою лопатою - на ближній від ковша стороні.

Якщо потрібно визначити масу m_{np} противаги, то створюваний його силою тяжіння момент виділяють із загального моменту M_y і, приймаючи $\varphi \geq [\varphi]$, дозволяють умову (11.54) щодо маси m_{np} для кожного з наведених розрахункових положень. Остаточну масу m_{np} приймають на основі аналізу отриманих результатів.

Втрата екскаватором стійкості в розумінні зсувних зміщень опорних пристроїв щодо ґрунтової основи може проявлятися у двох формах: плоскопаралельне зрушення і обертальне зрушення. Останній був нами використаний при розрахунку параметрів механізму повороту для обмеження крутного моменту. Оскільки прийняті там умови задовольняють вимогам стійкості, то додатково перевіряти цю форму стійкості для режиму повороту платформи з робочим обладнанням не потрібно. Обертальне зрушення може відбутися також при зустрічі зуба ковша з похилим у поперечному напрямку важко переборною перешкодою. Враховуючи малу ймовірність такого навантаження і те, що цей вид втрати стійкості практично безпечний, обмежимося умовами відносно призначення крутного моменту при повороті.

Перевірку за другою формою – плоскопаралельному зсуву – виконують, в основному, для зворотних лопат при копанні ковшем, встановленим перпендикулярно опорній поверхні, коли на його зубах реалізується максимальне зусилля копання $P_{k.max}$, вектор якого направлений паралельно опорній поверхні. Це зусилля визначають, наприклад, за умовою максимальної реалізації силових можливостей виконавчих гідроциліндрів. Запас стійкості визначають відношенням

$$\varphi_{zc} = \frac{cgm_e}{P_{k.max}}, \quad (11.56)$$

де c - коефіцієнт зчеплення рушія з ґрунтом.

Стійкість при зсуві буде забезпечена при умові $\varphi_{zc} > 1$.

Відмітимо, що можливою втратою стійкості при перекиданні і плоскопаралельному зсуві також обмежуються значення можливих зусиль на зубах ковшів, що треба враховувати при побудові годографів векторів цих зусиль.

Крім розглянутих статичних розрахунків вирішується також задача визначення зусиль, при яких опорні пристрої будуть передавати навантаження на ґрунтову основу по всій поверхні їх взаємного контакту. Вирішимо цю задачу для гусеничних ходових обладнань, для чого приведемо всі діючі на екскаватор навантаження до центральної точки O (рис. 11.23) на опорній поверхні, розташованій на осі обертання поворотної частини екскаватора. Головний вектор цих сил представлений відповідними X , Y і Z , а головний момент – відповідними M_x , M_y і M_z . Із двох складових реактивних розподілених на контактних поверхнях тиску – нормальних p і дотичних τ - виділимо тільки перші і встановимо, що закон їх розподілення за вказаними контактними поверхнями залежить від зусилля Z і моментів M_x і M_y . Шукане розподілення по опорній поверхні тиску p представляємо сумою

$$p = p_z + p_x + p_y, \quad (11.57)$$

де: p_z , p_x , p_y - парціальні тиски, що залежать відповідно до Z , M_x і M_y і обумовленого за формулами:

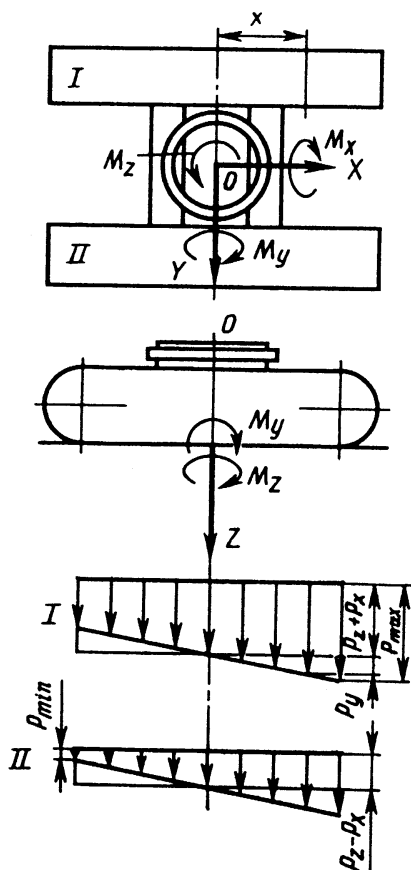


Рис. 11.23. Розподіл тисків за опорними поверхнями гусеничного рушія одноківшевого екскаватора

$$p_z = p_{cp} = \frac{Z}{2l_z b_z}; \quad p_x = p_{cp1} - p_{cp2} = \frac{M_x}{l_z b_z K}; \quad p_y = \frac{6M_y}{l_z^3 b_z} x, \quad (11.58)$$

(тут x - абсциса контактної поверхні).

Найбільший тиск одержимо на опорній поверхні - гусениці I при $x=l_z/2$

$$p_{\max} = \frac{\frac{Z}{2} + \frac{M_x}{K} + \frac{3M_y}{l_z}}{l_z b_z}, \quad (11.59)$$

а найменше на гусениці II при $x=-l_z/2$

$$p_{\min} = \frac{\frac{Z}{2} - \frac{M_x}{K} - \frac{3M_y}{l_z}}{l_z b_z}. \quad (11.60)$$

Останнє перетвориться в нуль при

$$Z = Z^* = 2 \left(\frac{M_x}{K} + \frac{3M_y}{l_z} \right), \quad (11.61)$$

а при $Z < Z^*$ частина гусениці II (у її лівого краю) не буде контактувати з ґрунтом. Таке навантаження рушія небажано через поздовжньо-поперечний перекіс нижньої рами при значному зануренні в ґрунт правого краю гусениці I. Приймаючи навантаження при $Z=Z^*$ як граничне, знайдемо можливий максимальний тиск на цій гусениці

$$p_{\max\min} = \frac{Z^*}{l_z b_z} = 2p_{cp}, \quad (11.62)$$

яке дорівнює подвоєному середньому тиску p_{cp} за умови рівномірного розподілу навантаження по всій опорній поверхні ($M_x=M_y=0$).

Вираз (11.61) є контрольним для судження про здатності гусеничного ходового пристрою передавати навантаження на ґрунт по всій опорній поверхні. Параметри K і l_z , які входять в ці вирази, при необхідності можуть варіюватися.

Таким же методом можна одержати аналогічний критерій для тієї ж оцінки опорних пристроїв пневмоколісних екскаваторів.

11.7. Продуктивність одноківшевих екскаваторів

Нижче викладена методика визначення теоретичної продуктивності одноківшевих екскаваторів, що є паспортною характеристикою цих машин і обумовленої на стадії їхнього проектування. Інші види продуктивності - технічна і експлуатаційна - є категоріями технології і організації екскаваторних робіт і тут не розглядаються.

Теоретичну продуктивність одноківшевого екскаватора при коефіцієнті екскавації $k_e=k_u/k_p=1$ визначають за формулою $\Pi_0=q/t_u$.

Тривалість робочого циклу

$$t_u = t_k + t_{\text{под}} + t_{\text{нов.г}} + t_g + t_{\text{нов.п}} + t_{\text{он}}, \quad (11.63)$$

у правій частині якої елементи тривалості копання, підйому робочого обладнання, повороту платформи до місця вивантаження ґрунту, властиво вивантаження, повороту платформи у зворотному напрямку і опускання робочого обладнання на позицію наступного робочого циклу.

В якості розрахункових приймають режими екскавацій, при яких тривалість робочого циклу або його окремих операцій буде найменшою при осереднених вихідних даних. У розрахунку загальної тривалості робочого циклу враховують суміщення робочих операцій скрізь, де це призводить до зниження цього параметра. Відповідно до цих принципів розглядаються різні підходи до визначення тривалості окремих операцій робочого циклу гідравлічних і канатних екскаваторів, у зв'язку з чим їх варто розглядати окремо.

Як відомо, тривалість будь-якої операції зворотно пропорційна середній швидкості її

основного робочого руху. У гідравлічних екскаваторах з регульованими насосами робочі швидкості через зовнішню характеристику насосів автоматично пов'язані із зовнішніми навантаженнями і за умови повного використання регуляторної потужності одержують оптимальні значення для забезпечення мінімальної тривалості робочих рухів. У цьому випадку для визначення тривалості операції придатна формула

$$t = \frac{A}{N_o \eta k_{\text{вх}} k_e}, \quad (11.64)$$

де: A - робота, затрачувана на виконання операції; η - сумарний ККД привода на всій ділянці енергопотуку від двигуна до робочого органа, що здійснює операцію. Коефіцієнти $k_{\text{вх}}$ і k_e мають попередні значення.

При суміщенні операцій їх спільна тривалість визначиться сумою

$$t = \frac{\sum \frac{A_i}{\eta_i}}{N_o k_{\text{вх}} k_e}. \quad (11.65)$$

Тривалість копання ґрунту гідравлічними екскаваторами була використана раніше в якості вихідної при визначенні потужності насосної установки. Однак у процесі наступних розрахунків цей параметр перетерпів зміни і підлягає уточненню за формулою (11.64), у якій під A варто розуміти роботу, яка витрачається на копання ґрунту (впровадження ковша в штабель – для навантажувача). При наявності двох режимів копання – поворотом ковша або рукояті – приймається менша з відповідним цим режимам робіт.

Підйом робочого обладнання виконують без суміщень з іншими рухами тільки на початку цієї операції до його вилучення на рівень денної поверхні або відводу від забою на безпечну для наступного повороту відстань. У подальшому його суміщують із поворотним рухом платформи з робочим обладнанням на вивантаження, у складі якого енергія витрачається тільки на розгін поворотної частини. Сумарну тривалість цих двох операцій визначають за формулою (11.65), записавши суму в її чисельнику у вигляді

$$\sum \frac{A_i}{\eta_i} = \frac{A_c}{\eta_c} + \frac{N_{n,\text{max}} t_p}{\eta_n}, \quad (11.66)$$

де: A_c - робота, яка витрачається на підйом робочого обладнання; $N_{n,\text{max}}$ - максимальна потужність наприкінці розгону платформи при обертанні; t_p - тривалість розгону, складова 30...35% загальної тривалості t_n двоетапного повороту; η_c , η_n - ККД привода стріли і поворотної платформи.

Тривалість вивантаження враховують тільки при роботі навантажувачів, використовуючи формулу (11.64). Роботу, яка витрачається на поворот ковша визначають за попередньою методикою. Коефіцієнт використання потужності насосної установки в цьому випадку знижують до $k_e=0,17...0,2$. Для інших видів робочого обладнання вивантаження суміщують із поворотними рухами, тому в загальному балансі витрат часу її не враховують.

Зворотний поворотний рух виконують одночасно з безнасосним опусканням робочого обладнання. Разом з установкою ковша на вихідну позицію наступного робочого циклу на ці операції витрачається приблизно 35% загальної тривалості робочого циклу в лопат і 27% у навантажувачів.

При обчисленні тривалості робочого циклу канатних екскаваторів враховують тільки операції копання і поворотних рухів, допускаючи, що витрати часу на інші операції поглинаються враховуваними операціями. Параметр t_k визначається

$$t_k = \frac{\Delta L}{g_{cp}}, \quad (11.67)$$

де: g_{cp} - середня швидкість основного робочого руху при копанні; ΔL - зміна вільної довжини канату або поліспасти, що забезпечує цей рух.

Для прямих і зворотних лопат за основний робочий рух при копанні приймають підйом ковша, а для драглайна - його переміщення по відпрацьованому відкосу, тяговим канатом

(поліспастом). Середні швидкості \mathcal{G}_{cp} уточнюють за кінематичними схемами приводів. Аналогічно ΔL обчислюють для зворотних лопат, приймаючи початок копання на максимальній глибині, а його закінчення - на рівні стоянки екскаватора. Значення ΔL знаходять як середню за її двома значеннями для першої і останньої стружок відповідно після переміщення екскаватора на нову стоянку і безпосередньо перед черговим переміщенням.

Для драглайнів по ΔL визначають також шлях L_{nap} наповнення ковша:

$$\Delta L = L_{nap} = \frac{q}{B_k c}, \quad (11.67)$$

який звичайно становить $L_{nap} = (3 \dots 5) l_k$.

Контрольні питання

1. Будова канатного екскаватора, обладнаного прямою лопатою.
2. Будова канатного екскаватора, обладнаного зворотною лопатою.
3. Будова канатного екскаватора, обладнаного драглайном.
4. Будова канатного екскаватора, обладнаного грейфером.
5. Опишіть структурну і кінематичну схеми і схеми запасування канатів.
6. Однобалкова рукоять і ківш прямої лопати.
7. Як розраховується підйомне і напірне зусилля для прямих лопат одноківшевих канатних екскаваторів?
8. Як розраховується підйомне і тягове зусилля зворотних лопат одноківшевих канатних екскаваторів?
9. Розрахунок параметрів механізму повороту одноківшевих канатних екскаваторів.
10. Розрахунок параметрів механізму пересування одноківшевих канатних екскаваторів.
11. Як визначається статична стійкість одноківшевих канатних екскаваторів?
12. Продуктивність одноківшевих екскаваторів.
13. Визначення лінійних розмірів робочого обладнання пряма лопата канатних екскаваторів

12. ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ ОДНОКІВШЕВИХ ГІДРАВЛІЧНИХ ЕКСКАВАТОРІВ

12.1. Змінне навісне обладнання та змінні робочі органи

Навісне обладнання поділяють на змінне робоче обладнання і змінні робочі органи. На екскаваторі змінна стріла або рукоять є змінним робочим обладнанням, а змінний ківш - змінним робочим органом. Останні поділяють на органи, які мають додатковий силовий привод (гідротрамбівка, гідромолот) і такі, що не потребують додаткового силового привода - змінний ківш іншої форми або місткості (відвал бульдозера). Важливу групу становлять на-вісні робочі органи багатоцільового призначення.

Випуск одноківшевих гідравлічних екскаваторів становить 90...95% загального ви-пуску екскаваторів. Вони знаходять усе більше застосування завдячуючи широкому вико-ристанню змінних робочих органів і змінного робочого обладнання. Використання змінного робочого обладнання до одноківшевих екскаваторів дозволяє збільшити продуктивність на земляних роботах, а також виконувати планування, ригтя вузьких траншей, ущільнення ґрунту, проводити очисні й вантажо-розвантажувальні роботи, руйнування і розробку мерзлого ґрунту і скельних порід, виламувати бетонні і асфальтобетонні покриття доріг, руйнувати будинки і спорудження із залізобетонними і сталевими конструкціями при реконструкції, розчищувати завали.

Змінні робочі органи випускаються до гідравлічних одноківшевих екскаваторів усіх розмірних груп. Основні види змінного робочого обладнання, які випускають заводи буді-вельного і дорожнього машинобудування представлені на рис. 12.1 і наведені в табл. 12.1. Аналіз показує, що кількість видів змінного робочого обладнання для розмірної групи II становить дванадцять найменувань, для групи III - сім, для групи IV - дванадцять і для групи V - п'ять найменувань. Так, для розмірної групи IV (на пневмоколісному ході) - ківш зменшеної місткості використовується у 74% всіх екскаваторів, ківш збільшеної місткості - на 35% гідромолот (ГПМ-300) - на 11%.

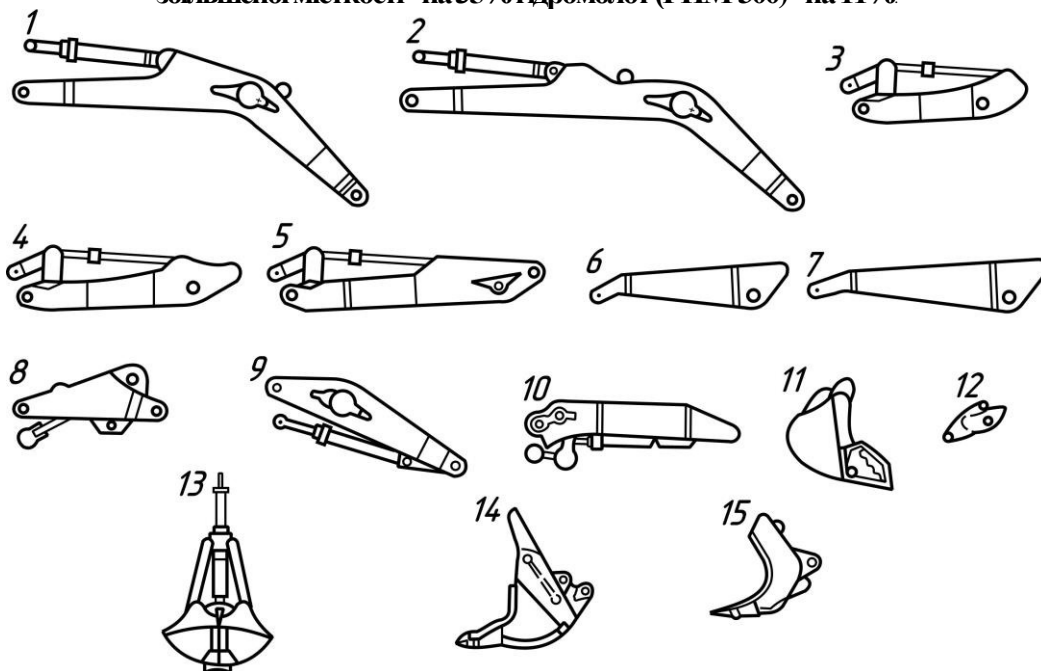


Рис. 12.1. Основні види робочого обладнання гідравлічних екскаваторів:

1, 2 - моноблочні стріли довжиною 6,2 і 7 м; 3, 4, 5 - змінні рукояті зворотної лопати довжиною 2,2; 3 і 3,8 м; 6, 7 - рукояті грейферного обладнання довжиною 2,85 і 3,5 м; 8 - стріла прямої лопати довжиною 3,5 м; 9 - рукоять прямої лопати, яка обладнана ковшем із днищем, що відкривається, довжиною 2,5 м; 10 - рукоять прямої лопати з поворотним ковшем довжиною 3,5 м; 11 - ківш зворотної лопати; 12 - серга для встановлення грейфера на рукояті зворотної лопати; 13 - грейфер; 14 - ківш прямої лопати з днищем, яке відкривається; 15 - поворотний ківш прямої лопати

Таблиця 12.1

Основні види змінних робочих органів і змінного робочого обладнання,
які випускаються заводами СНД

Змінне робоче обладнання і робочі органи	ЕО-2621У	ЕО-3322Е	ЕО-4121Б	ЕО-4321А	ЕО-5122А
	Розмірні групи				
	II	III	IV	V	
Обладнання зворотної лопати з нормальним ковшем	-	-	+	-	+
Подовжена рукоять зворотної лопати	-	-	+	-	-
Навантажувальний ківш збільшеної місткості	-	+	-	-	-
Грейферне обладнання з нормальним ковшем (у тому числі поворотним)	+	-	-	+	-
Грейферний ківш навантажувальний	+	-	-	-	-
Грейферні вила	+	-	-	-	-
Захватно-кліщове обладнання	+	-	+	-	-
Гідромолот	+	+	+	+	-
Бурове обладнання	+	+	+	+	+
Обладнання зі зміщеною траєкторією копання	+	-	-	-	-
Вила навантажувальні	+	+	-	-	-
Плита трамбуєча	-	+	-	-	-
Моноблочна стріла	-	-	+	-	+
Обладнання драглайна	-	-	+	-	-
Обладнання для глибокого копання „стінка в стінці”	-	-	-	-	+

Основні види змінного робочого обладнання випускають екскаваторні заводи. Наприклад, вітчизняні заводи випускають комплект змінного робочого обладнання до однокішпєвого навісного гідралічного екскаватора ЕО2621В-3 (рис. 12.2 і рис. 12.3). Окремі види для власних потреб виготовляються безпосередньо в організаціях, які експлуатують гідралічні екскаватори.

За кордоном виробництво і використання змінного робочого обладнання та змінних робочих органів до гідралічних екскаваторів має більш широкий розвиток. Наприклад, тільки для виконання різних видів земляних робіт пропонується 25 видів змінного обладнання.

У табл. 12.2 приводиться перелік комплекту змінного робочого обладнання та робочих органів, що постачає до гідралічних екскаваторів на гусеничному ході фірма «Хітачі» (Японія). Комплект змінного робочого обладнання становить 12 найменувань. Екскаватори можуть бути укомплектовані V-подібним ковшем для розробки дренажних каналів, відвалом для планування укосів, ковшем з висувною задньою стінкою для роботи в глинистих ґрунтах, двошелепним грейфером. Екскаватори з ковшем місткістю понад $0,7 \text{ м}^3$ забезпечуються на-вантажувальним обладнанням з місткістю ковша від $1,6$ до $4,4 \text{ м}^3$. Для моделей екскаваторів з ковшем малої місткості в якості змінного робочого обладнання постачається зміщена ру-коять.

Під час розробки глибоких виїмок з вертикальними стінками (котловани, траншеї, колодязі) і зворотному засипанні їх у стиснених умовах (поблизу стін будинків, усередині цехів при реконструкції підприємств) застосування грейферного обладнання є найбільш ефективним у порівнянні з іншими видами змінного робочого обладнання.

Важливим змінним обладнанням є гідромолоти. Сучасні конструкції гідромолотів передбачають легку заміну інструменту іншим залежно від виконуваної роботи. Гідромолоти забезпечуються набором з п'яти - восьми видів змінних інструментів. У табл. 12.3 подані технічні характеристики гідромолотів фірми „Крупн” (Німеччина).

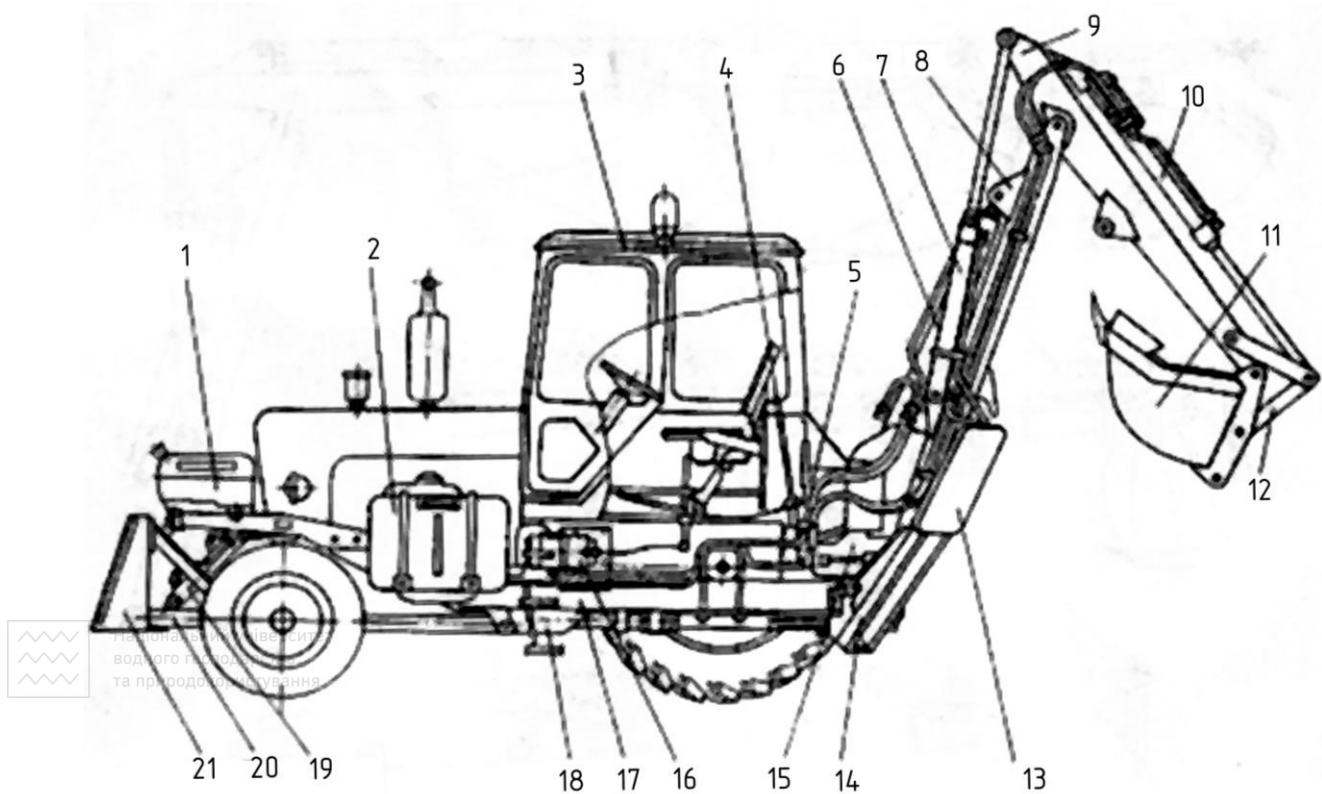


Рис. 12.2. Екскаватор ЕО-2621В-3:

1 - паливний бак; 2 - бак робочої рідини; 3 - кабіна машиніста; 4 - важіль керування; 5 - гідророзподільник; 6 - гідроциліндр стріли; 7 - гідроциліндр рукояті; 8 - стріла; 9 - рукоять; 10 - гідроциліндр ковша; 11 - ківш; 12 - важіль; 13 - виносна опора; 14 - гідроциліндр опори; 15 - поворотна колонка; 16 - насосна установка; 17, 18 - рами; 19 - гідроциліндр відвала бульдозера; 20 - рама відвала; 21 - відвал бульдозера

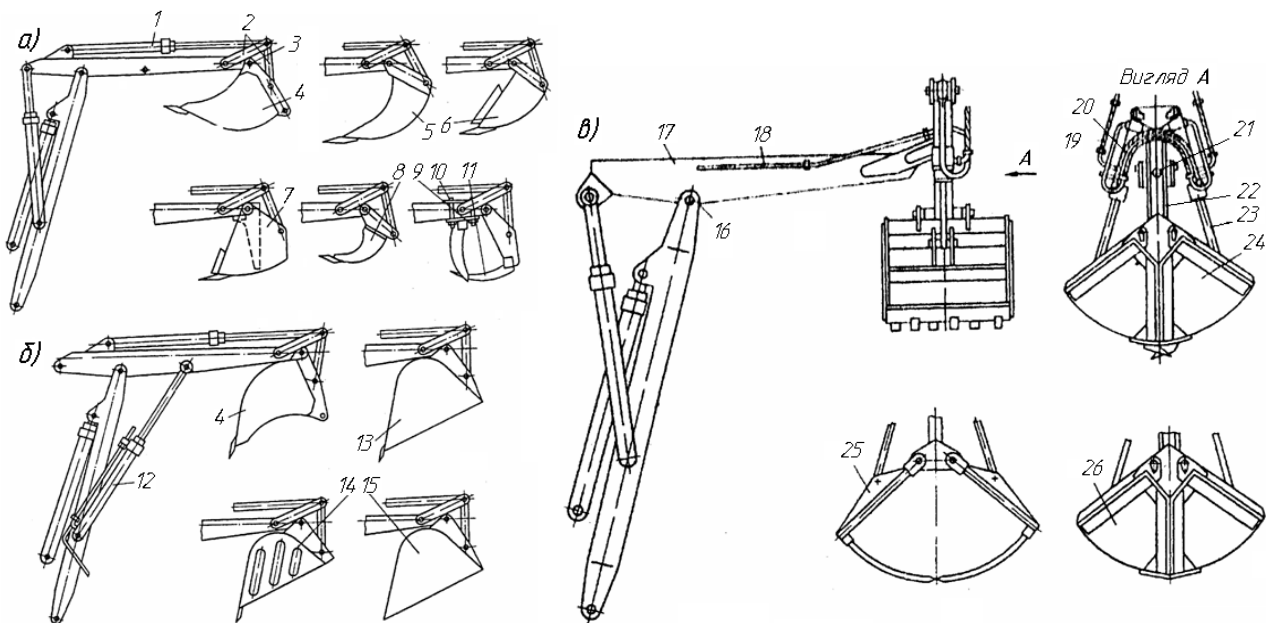


Рис. 12.3. Робочі органи різних видів робочого обладнання екскаватора ЕО-2621В-3:

а - зворотна лопата; б - пряма лопата; в - грейфер; 1 - гідроциліндр ковша; 2 - тяги; 3 - вісь; 4 - уніфікований ківш зворотної і прямої лопати; 5 - вузький ківш; 6 - профільний ківш; 7 - спеціальний ківш; 8 - зуб-розпушувач; 9, 10 - болти; 11 - вилковий захват; 12 - гідроциліндр рукояті; 13 - навантажувальний ківш; 14 - решічастий ківш; 15 - ківш для зірна; 16, 21 - пальці; 17 - рукоять; 18 - трубопровід; 19, 20 - рукава; 22 - головка грейфера; 23 - гідроциліндр ковша грейфера; 24 - щелепа ковша грейфера; 25 - грейферні вила; 26 - ківш без зубів

Таблиця 12.2

Основні види змінних робочих органів і змінного робочого обладнання,

які постачають заводи фірми „Хітачі” (Японія)

Змінне робоче обладнання та змінні робочі органи	UH02	UH03	UH04	UH04M	UH04C	UH07	UH09	UH14	UH20	UH30
Зворотна лопата (місткістю ковша), м ³	0,11	0,15	0,15	0,15	0,15	0,45	0,7	0,9	1,4	2,6
Навантажувальне обладнання	-	-	-	-	-	-	+	+	+	+
Пряма лопата	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
„Зміщена рукоять”	+	+	+	+	+	-	-	-	-	-
V-подібний ківш	+	+	+	+	+	+	+	+	-	-
Ківш із висувною задньою стінкою	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
Ківш-розпушувач	-	+	+	+	+	+	+	+	+	-
Однозубий розпушувач	+	+	+	+	+	+	+	+	+	-
Бетонолом пневматичний	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Гідромолот	+	+	+	+	+	+	+	+	-	-
Відвал для планування укосів	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Грейфер: <small>для використання</small>	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
двощелепний	-	-	+	+	+	+	+	+	+	+
багатощелепний			+	+	+	+	+	+	+	+

Таблиця 12.3

Технічні характеристики змінного обладнання „гідромолот”, яке випускають заводи фірми „Крупп”

Серія гідромолота фірми „Крупп” (Німеччина)	Тип	Робоча маса, кг	Витрата мастила, л/хв.	Найбільше робочий тиск, МПа	Число ударів, хв ⁻¹	Діаметр хвостовика, м	Маса базової машини, т
HM50	HM51	91	28	12	1100	45	0,8-1,5
HM60	HM61	133	20-40	10-13	500-1000	55	1,5-3,5
HM110	HM110	180	50	13	1000	65	3-7
HM200	HM200	395	55	15	650	80	4-11
HM300	HM301	345	45-85	12-15	550-1000	80	5-2
HM550	HM551	730	50-110	13-17	350-750	100	10-16
HM600	HM600	925	85	15	500	100	12-20
HM700	HM701	1210	120	17	500/1100	115	15-25
	HM702	1210	170	12	500/1100	115	15-25
HM800	HM800	1480	120	18	450/900	135	18-30
HM900	HM901	1480	140	17	475/950	135	20-35
	HM902	1480	180	13,5	450/900	135	20-35
HM1300	HM1301	1830	165	18	400/800	150	24-45


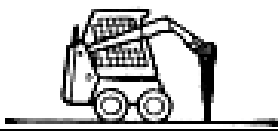



У табл. 12.4 наведені технічні характеристики гідромолотів фірми «Атлас Копко» (Швеція) для екскаваторів і навантажувачів.

Випускають також навісне обладнання типу гідравлічних ножиць, яке має масу 4200 кг. Воно призначене для встановлення на гідравлічні екскаватори масою від 26 до 60 т. Ножиці здатні різати квадратні сталеві бруски розміром 80x80 мм, круглі прутки діаметром до 90 мм і двотаври. Ножиці працюють при тиску 30 МПа, змонтовані на поворотному пристрої, яке може повертатися на 360°. Подібні конструкції випускає ряд інших фірм: «Ламберт» і «Лефорт» (Франція). Удосконалюванню цих видів змінних робочих органів приділяється велика увага. Вони забезпечують захват і переміщення каменів великих розмірів, стовпів, труб. Різучий орган для екскаватора з робочим обладнанням зворотної

лопати наведений на рис. 12.4, а. Такий орган призначений для захвату й розрізання балок, труб при руйнуванні бу-динків.

Таблиця 12.4

Технічні характеристики гідромолотів фірми „Атлас Копко”

Базова машина	Маса базової машини, т					
	ТИХ100Н	ТИХ200Н	ТИХ250Н	ТИХ600Н	ТИХ700Н	ТИХ900Н
1 	0,8-2,5	2,5-4	-	-	-	-
2 	0,8-2,5	1,5-2,5	1,5-5	3-5,5	-	-
3 	-	-	3-9	7-11	9-11	-
4 	-	-	4-9	7-10	9-13	13-19
5 	-	-	4-9	7-10	9-13	13-19

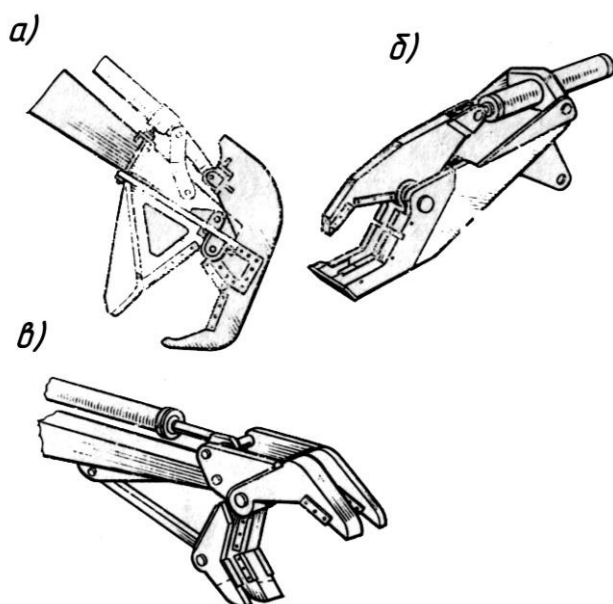


Рис. 12.4. Гідравлічні ножиці

Гідравлічні ножиці (рис. 12.4, б) використовуються в якості змінного робочого обладнання гідравлічного екскаватора для різання та руйнування арматури, сталевих прокатів, балок. Ножиці виконані у вигляді нерухомої і рухомої щелеп, з'єднаних шарнірно між собою. Рухомі частини споряджені гідроциліндрами. Різучі кромки щелеп мають змінні ножі. Передбачено варіант кріплення гідравлічних ножиць до стріли за допомогою додаткового проміжного шарнірного з'єднання, яке забезпечує можливість повороту ножиць відносно поздовжньої осі рукояті за допомогою додаткового гідроциліндра. На рис. 12.4, в показане змінне обладнання, яке представляє собою комбінацію грейфера й ножиць. Ножиці грейферного типу можуть бути використані як грейферний захват при навантажувальних операціях з можливістю

перерізання довгомірних і негабаритних вантажів при виконанні робіт зі зламвання старих будинків і споруд.

Розроблено змінне обладнання та робочі органи, призначені для руйнування стін, перекриттів, фундаментів, бетонних, цегельних і залізобетонних будівельних конструкцій. З цією метою використовуються захвати, які можуть руйнувати будівельні конструкції, розбирати й здійснювати навантаження зруйнованих будівельних конструкцій, різання арматури і балок. Ряд захватів, які випускає фірма «Крупп» (табл. 12.5), представлені на рис. 12.5, а їхні розміри - у табл. 12.6.

Таблиця 12.5

Технічні характеристики захватів фірми „Крупп”

Параметр	MP700	МР1000	MP1500
Експлуатаційна маса, т	1,1	2,1	3,5
Зусилля стискання щелеп, кН	530	1370	1840
Насос:			
тиск, МПа	28	28	28
подача, л/хв	80	150	180
Маса базової машини, т	15...25	20...35	30...50

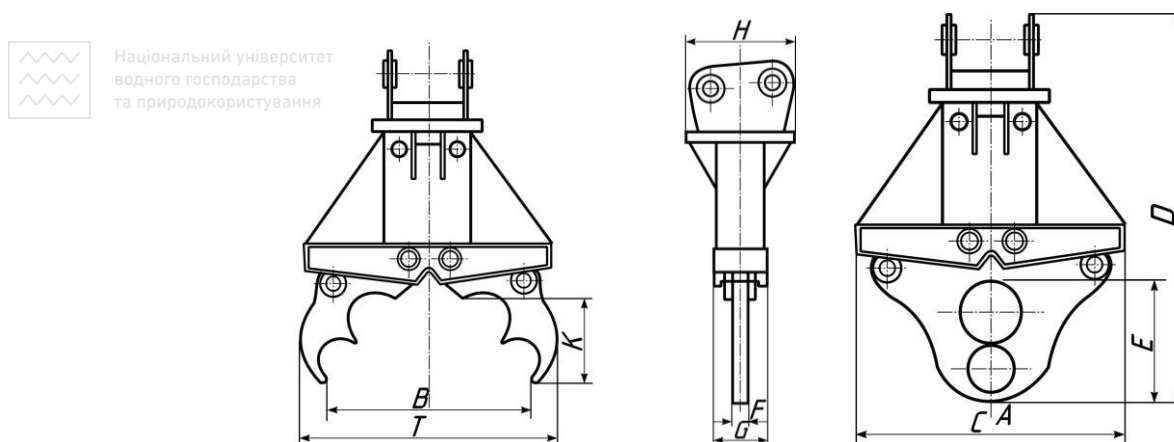


Рис. 12.5. Захвати для гідравлічних екскаваторів

Таблиця 12.6

Розміри захватів фірми „Крупп” (рис. 12.5)

Тип	A	B	C	D	E	F	G	H	I	K
MP700	0	700	1170	1700	400	60	348	504	1170	330
MP1100	0	1030	1350	2100	700	80	472	784	1400	540
MP1500	0	1500	1800	2750	850	100	578	852	1830	600

Широко застосовується змінне навісне обладнання для влаштування пальових фундаментів у вигляді копрового обладнання.

Випускається обладнання для занурення обсадних труб діаметром від 700 до 2500 мм у вигляді шнекових бурових верстатів для буріння скважин діаметром від 750 до 1500 мм із крутним моментом від 49 до 176 кН·м.

Новим видом змінного робочого обладнання для розробки мерзлих і твердих скельних порід у стиснутих міських умовах є гідравлічні розклинювачі скельних порід, принцип дії яких ґрунтується на створенні зсувних зусиль у масиві скельної породи та отриманні «гідравлічного клина» з урахуванням того, що міцність скельної породи на зсув і розрив менші, ніж на стискання. Розклинювач заводиться в попередньо пробурений шпур і при зсуві поршня гідроциліндра за допомогою плоских ресор повільно розсовує стінки скважини, руйнуючи породу.

Технічна характеристика розклинювача скельних порід ВР500 фірми «Комацу»

Потужність двигуна базового екскаватора, кВт

- 105

Діаметр скважини, м

- 0,9

Глибина буріння скважини, м

- 2,1

Найбільша глибина розроблюваної скважини, м	- 6,75
Найбільше зусилля, яке створюється при розклинюванні ґрунту, кН	- 5000
Продуктивність, м ³ /год	- 24,3
Маса екскаватора з розклинювачем, т	- 15-45

12.2. Пристрій для швидкої заміни робочих органів

Ці пристрої дозволяють машиністу замінити робочий орган за короткий проміжок часу. Такі пристрої передбачають кріплення робочого органа без виходу машиніста з кабіни. Пристрій для приєднання робочого органа землерийної машини (рис. 12.6, а) складається із двох основних частин: деталей, прикріплених до задньої стінки ковша і головки, приєднаної до рукояті за допомогою пальця. На

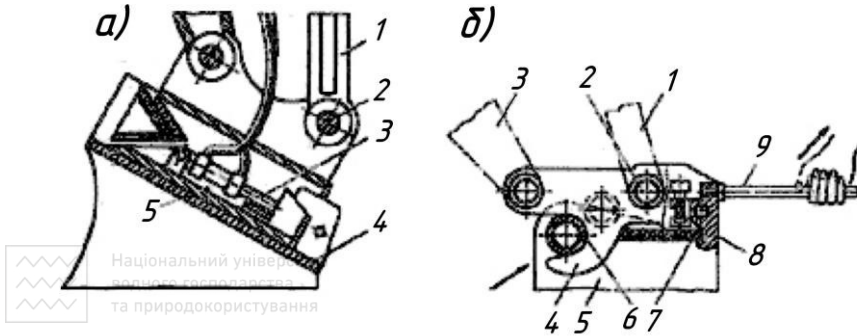


Рис. 12.6. Пристрій для приєднання змінних робочих органів гідравлічних екскаваторів (Німеччина):

а - з керуванням із кабіни; б - з ручним керуванням; 1, 3 - рукояті; 2 - шарніри; 4 - тримач; 5 - щока; 6 - труба; 7 - пластина; 8 - собачка; 9 - важіль

головці закріплений гідроциліндр зі штоком, за допомогою якого відбувається фіксація робочого обладнання. На рис. 12.6, б представлено пристрій для швидкої заміни робочого обладнання з ручним керуванням. Він складається із тримача, прикріпленого шарніром до рукояті екскаватора. Тримач виконаний із двох паралельних пластин. На робочому обладнанні закріплені щоки, між якими, у свою чергу, закріплені труба і пластина.

Для закріплення обладнання собачка за допомогою ручного важеля повертається на своїй осі. У вихідне положення собачка повертається пружиною.

12.3. Екскаватори з телескопічним робочим обладнанням

Розосереджені роботи при зачищенні та плануванні земляних споруд виконуються в основному вручну. На цих роботах зайнята велика кількість робітників. Екскаватори з телескопічним робочим обладнанням забезпечують практично до 70% механізацію таких робіт. Спостерігається швидкий ріст парку екскаваторів з телескопічним робочим обладнанням. Основними виробниками такого типу екскаваторів є фірми США, Японії, Німеччини, ЧСФР. У СНД є три моделі таких машин: Е-4010, ЕО-2131А і ЕО-3332.

Екскаватори з телескопічним робочим обладнанням оснащують ковшами місткістю від 0,3 до 1 м³. Такі екскаватори мають до 30 і більше видів змінних робочих органів, монтаж і демонтаж яких провадиться без застосування додаткових вантажопідіймних засобів.

Використовуваний на екскаваторах гідравлічний привод забезпечує плавність і точність руху робочого обладнання, які необхідні для виконання зачисних, планувальних і підйомно-транспортних робіт.

Екскаватори з телескопічним робочим обладнанням мають пневмоколісний або гусеничний хід, є також екскаватори на автомобільному шасі.

Робоче обладнання цього виду розвивається в напрямках: зменшення маси, розширення номенклатури швидкозмінних робочих органів і підвищення надійності їхніх вузлів, збільшення ходу рухливої секції стріли й кутів повороту стріли та ковша, підвищення зусиль на ріжучій кромці, удосконалення конструкцій, які забезпечують поворот навколо поздовжньої осі машини тільки одного робочого органа, а також удосконалення схем гідропривода.

Конструктивна схема і принцип дії екскаватора з телескопічним робочим обладнанням описані вище.

Загалом у нашій країні й за рубежом планується випуск 30 моделей повноповоротних гідравлічних екскаваторів з телескопічним робочим обладнанням. Виробники створюють машини, які задовільняють експлуатаційним вимогам та які забезпечують високі техніко-економічні показники при екскаваційних, зачисних, планувальних та інших роботах з основними і змінними робочими органами - ковшами «зворотна лопата», навантажувальним ковшом, відвалом і подовжувачами стріли.

Вітчизняний екскаватор з телескопічним робочим обладнанням Е-158 був спроектований ВНДІбуддормашем і виготовлений у 1958-1960 р. Він призначався для виконання невеликих обсягів зачисних і планувальних робіт. Параметри випуску сучасних вітчизняних і закордонних екскаваторів з телескопічним робочим обладнанням наведені в табл. 12.7.

Бердянський завод дорожніх машин серійно випускає екскаватори з телескопічним робочим обладнанням Е-4010 на базі автомобіля КрАЗ-258.

Андіжанський машинобудівний завод випускає подібний екскаватор на гусеничному ході - Е-2516. Екскаватор має гусеничний хід з рамою суцільнозварної конструкції, який забезпечує тиск на ґрунт 0,412 Па. Механізм висування стріли складається з двох послідовно розташованих гідроциліндрів з ходом 1375 мм, гільзи яких жорстко з'єднані між собою фланцями, а штоки шарнірно кріпляться до стріли: один – до рухомої, інший - до нерухомої її частин. Для привода ходу механізму повороту використовують аксіально-поршневі гідромотори з робочим тиском 16 МПа.

Екскаватор ЕО-3332 з телескопічним робочим обладнанням випускається Тверським екскаваторним заводом. Він має пневмоколісну ходову частину і силову установку, уніфіковану з аналогічними вузлами екскаватора ЕО-3322.

У Чехії серійно випускаються екскаватори з телескопічним робочим обладнанням на пневмоколісному ході з ковшем місткістю 0,35...0,65 м³. Конструкція екскаватора забезпечує високу якість планувальних, зачисних, вантажно-розвантажувальних та інших робіт. Особливо успішно ці машини застосовуються в умовах міського будівництва, тому що пневмоколісний хід забезпечує швидке перекидання машини з одного об'єкта на інший. Основні параметри екскаватора ЧСФР наведені в табл. 12.7.

У США екскаватори з телескопічним робочим обладнанням виробляються фірмою «Варнер». Фірма випускає повноповоротні екскаватори з телескопічним робочим обладнанням (див. табл. 12.7) - на гусеничному ході та на шасі автомобільного типу, які оснащені 20 - 30 видами змінних робочих органів.

Моделі «Бантам» (США фірма „Корин”) мають прямокутний перетин телескопічної стріли з установкою механізму обертання робочого органа відносно її поздовжньої осі.

За конструкцією екскаватори фірм Німеччини в основному аналогічні екскаваторам США. Випускаються легкі й середні моделі машин типів *L* і *M* на гусеничному або комбінованому пневмогусеничному (рейкогусеничному) ході. Типи *L* і *M* відрізняються класом машин, кінематикою робочого обладнання і типом привода.

У конструкції екскаватора моделі М-17 (Німечина) застосовані дизель-гідравлічний і дизель-електричний приводи. Дизельний двигун з повітряним охолодженням установлюється разом з генератором трифазного струму та трьома гідронасосами. Дизель-електричний привод використовується для привода гусеничної ходової частини. Кожна гусениця має власний електродвигун, які перемикають полюсами. Двигун через спеціальну передачу з ланцюговою муфтою приводить до обертання ведуче колесо гусеничного ланцюга. Дизель-електричний привод потужністю 60 кВт використовується також і для повороту стріли відносно її поздовжньої осі на 92,5° у обидва боки від середнього положення.

Екскаватор PL-820R (Німечина) має робоче обладнання з механізмом повороту стріли навколо поздовжньої осі, який складається з планетарного редуктора і гідромотора на відміну від рейково-шестеренного двигуна. Двигун потужністю 120 кВт розташований вздовж хо-



Таблица 12.7

Технічні характеристики одноківшевих гідравлічних екскаваторів з телескопічним робочим обладнанням

Параметр	Бердянський завод дорожніх машин ЭО-4010	Завод «Андріанірмаш» ЭО-2131А	Тверський екскаваторний завод, ЭО-3332	«Сатур-051К» (ЧСФР)	«Детван» (ЧСФР)	«Вігер-Машиненбау» (Германия)					«Ейзенверке» (Германия)				«Ніпон» (Японія) USC-05
						L-10	L-12	M-17	M-17S	M-20	PL-60	PL-120R	PL-120	PL-820R	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Тип ходового обладнання	Автомобіль КрАЗ-258	Гусеничне	Пневмоколісне	Авто-мобільне	Гусеничне								Пневмоколісне	Гусеничне	
Місткість ковша, м ³	0,15 0,25 0,4 0,8 0,85	0,25 0,4	0,25 0,4 0,65	0,35 0,5	0,35 0,5 0,65	0,25	0,36 0,48	0,4 0,6	0,75	0,32 0,7	0,5	0,9	1,15	0,59	0,5
Хід телескопічної стріли, м	3,65	2,75	3,2	4,2	4,2	2,7	3,2	4	5	3,95	3,52	3,95		4	3,66
Радіус копанія, м	7,98	6,8	8,1	9,25	10,2	-	8,1	10,5	11,5	-	8,8	10,42	10,42	10,18	-
Глибина копання, м	3,42	3,0	3,9	4,3	6,4	-	4,1	5,2	5,5	-	4,5	5,07	4,7	8,17	-
Висота вивантаження, м	4,4	3,2	4,2	4,65	5,9	-	4,5	6	7,88	-	6	6,88	7,25	5,72	-
Зусилля втягування стріли, кН	56	64	90	75	90	65	80	15,6	10,5	20	8,5	15		14	-
Вантажопідйомність, т: при втягненій стрілі при висунутій стрілі	2,9 10,5	- -	- -	- -	2,2 1,25	- -	3,0 1,15	4,5 1,9	- 0,85	- -	3,7 1,5	- -	5,3 2,3	4,7 1,9	4,3 1,79
Потужність двигуна поворотної частини, кВт	55	40	55	81	81	44	58	85	157	58	85	121		81	



Продовження табл. 12.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Потужність двигуна ходової частини, кВт	132	-	-	-	157	-		-	-	-	-	-	107	73	-
Найбільша швидкість пересування, км/год	45,7	2	18,4	20,4	50	-	3,5	1,2	2,4	-	1,6 2,5	1,6 2,5	50	1,9	0,76 1,52
Колісна формула	6×4	-	4×2 4×4	4×2 4×4	6×4 6×6	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Габаритні розміри, м:															
довжина	8,45	6,4	-	7,4	8,89	-	7,5	9,5	9,9	-	7,8	9,65	9,65	9,28	7,2
ширина	2,63	2,5	-	2,8	2,68	-	2,5	2,7	2,7	-	2,45	2,5	2,5	2,5	2,6
висота	3,65	2,7	-	3,2	3,75	-	2,7	3,2	-	-	3,03	3,1	3,46	2,99	2,96
Маса, т	18,44	9,5	13,5	15,5	19,5	9,0	13,0	23,6	23,6	26,5	-	-	-	18,5	16

Продовження табл. 12.7

Параметр	«Варнер» (США)								«Корин» (США)			«Маріан» (США)		«Линк-Балт» НС-2000
	G-1020		G-830		G-600		800		„Бантам” Т-725А	„Бантам” С-725А	„Бантам” Т-644	„Грама-стер”		
1	2		3		4		5		6	7	8	9		10
Тип ходового обладнання	Пневно-колісне	Гусеничне	Пневно-колісне	Гусеничне	Пневно-колісне	Гусеничне	Пневно-колісне	Гусеничне	Пневно-колісне	Гусеничне	Пневно-колісне	Пневно-колісне	Гусеничне	Пневно-колісне
Місткість ковша, м ³	0,76 1,35	0,95 1,7	0,38 0,58	0,48 0,67	0,11 0,48	0,29 0,58	- -	- -	0,47 0,76	0,57 0,76	0,33 0,43 0,57	0,13 0,76 1,15	0,57 0,95 1,15	-
Хід телескопічної стріли, м	4,57 10,5		4,1 9,5		3,65 8,8		2,75 7		4 10		3 8,12	4,27 9,15		2,6 6,86
Радіус копання, м	5,5	5,8	7,6	7,85	6,3	6,6	3,4	3,6	4,85	5,2	3,9	4,8	5	2,9
Глибина копання, м	5,0	4,7	5,9	5,7	5,12	4,9	-	-	5,57	5,2	4,6	6,4	6,2	3,6
Зусилля втягування стріли, кН	10,7		-		7,0		-		7		-	7,7		4,1



Продовження табл. 12.7

1	2		3		4		5		6	7	8	9		10
Вантажопідйомність, т:														
при втягненій стрілі	6,3		4,5		3,1		-		5,2		-	4,7	7,1	1,27
при висунутій стрілі	2,2		1,5		1,1		-		1,5		-	1,9	2,7	0,5
Потужність двигуна поворотної частини, кВт	2×79		121		88		73		77		70	150		37
Потужність двигуна ходової частини, кВт	170	88	160 9,5	-	144	-	-	-	-	-	135	135	-	73
Швидкість пересування, км/год.	72	1,6	17,5 32 61 85	1,6	70	1,6	72	0,9 1,8	-	1,28 2,8	-	-	2,7	-
Колісна формула	8× 4 8× 6	-	6×4 6×6	-	6×4 6×6	-	6×4 6×6	-	6×4 6×6	-	6×4 6×6	6×4	-	4×2 4×4
Габаритні розміри, м														
довжина	9,5	8,6	-	8,0	8,5	7,2	-	-	10,2	9,7	9	7,6	7,2	5,74
висота	3,8	3,5	-	3,37	3,66	3,2	-	-	3,52	3,16	3,5	3,56	3,2	3
ширина	5 2,7 5	3,2	-	2,8	2,45	2,65	-	-	2,44	2,64	2,44	2,6	3,17	2,36
Маса, т	31	32	-	24,5	18,8	19	-	-	-	-	-	18,33	18,1	8,55

ду. Механізм привода кожної гусениці складається з гідромотора, планетарного редуктора і постійно замкнутого гальма. Механізм повороту платформи також оснащений гальмом, керованим гідравлічно. Гідропривод включає трисекційний насос постійної продуктивності із загальною витратою 356 л/хв. Тиск у гідросистемі 11,3 - 22,0 МПа. Питомий тиск екскаватора на ґрунт 53 і 41 Па при ширині траків відповідно 600 і 800 мм.

12.4. Телескопічні стріли

Телескопічні стріли мають конструкції, які визначаються конструкцією привода повороту робочого органа навколо поздовжньої осі стріли. В тому випадку, коли робочий орган повертається разом з рухомою й нерухомою секціями стріли, встановлюється стріла трикутного перетину. Стріла складається із труб, розташованих по кутах перетину, і металевих ли-стків, що мають отвори для обслуговування гідроциліндрів висунення-втягування стріли та повороту ковша і для полегшення стріли.

Стріли прямокутного перетину виготовляються без рами, звареними з листової сталі; опорні ролики рухливої секції таких стріл установлюються з постійним закладенням на нерухомій стрілі; поворот робочого органа навколо поздовжньої осі стріли здійснюється за допомогою спеціального механізму, розташованого на кінці рухомої секції стріли; такі стріли простіші за конструкцією і легші. Є легкі телескопічні стріли круглого перетину безрамної конструкції, які складаються з двох труб.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

12.5. Механізми висунення-втягування стріли

Ці механізми забезпечують основний робочий рух робочого обладнання. Для привода висунення-втягування стріли використовуються чотириланкові механізми другого класу з довгоходовим гідроциліндром, або конструкції у вигляді двох гідроциліндрів з однобічним штоком, шарнірно або жорстко пов'язаних між собою і працюючих послідовно, або одного гідроциліндра із двостороннім штоком і дворазовим канатним мультиплікатором. Кінема-тичні схеми механізмів висунення-втягування стріли представлені на рис. 12.7. Схеми відріз-

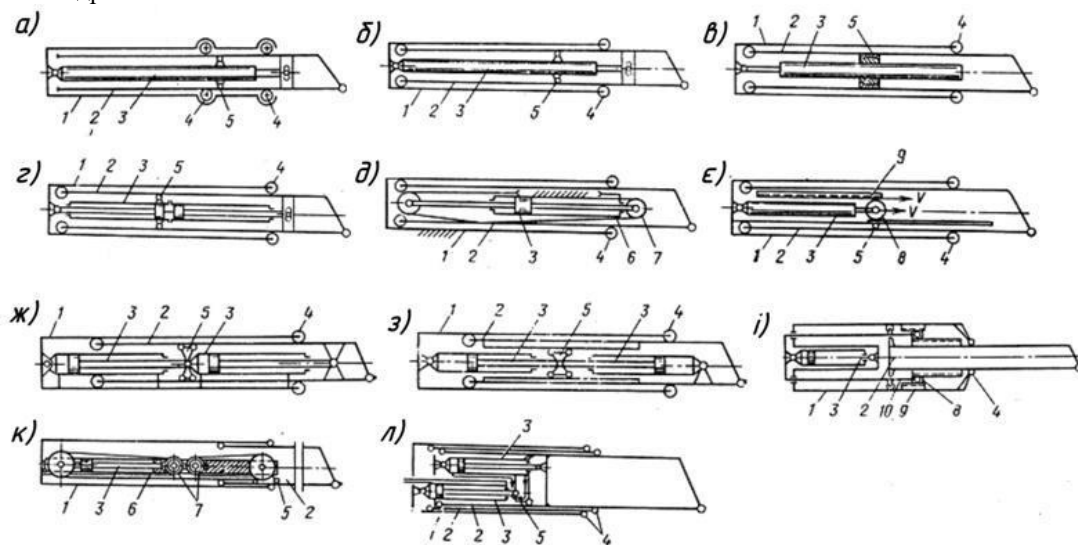


Рис. 12.7. Схема механізмів висунення-втягування телескопічної стріли екскаватора:

а - із довгоходовим гідроциліндром і опорними роликами, розташованими на нерухомій секції стріли; б, в - із довгоходовими гідроциліндрами, встановленими на екскаваторах моделей L-12, М-17, М-20, PL - 60, PL - 120, 3-660, 3-800, 3-1000; ж - з гідроциліндром „тандем”, встановленим на екскаваторах моделей ЕО-2131 А і ЕО-3332; д, к - з гідроциліндром і канатно-блоковим мультиплікатором на двосторонньому штоці, встановленими на екскаваторах моделей Е-4010, „Сатур 050к”, М - 2460, двома послідовно розташованими гідроциліндрами; л - з паралельно розташованими гідроциліндрами при трисекційній стрілі; 1 - зовнішня частина стріли; 2 - внутрішня висувна частина стріли; 3 - гідроциліндр; 4 - опорні ролики; 5 - проміжна опора; 6 - канат; 7 - блок; 8 - зубчасте колесо; 9 - зубчаста рейка; 10 - проміжна рама

няються конструкцією механізму та кріпленням гідроциліндрів рухомої і нерухомої секцій стріли. Найбільше розповсюдження набули телескопічні стріли трикутного поперечного перетину з розташуванням опорних роликів на рухомій і нерухомій секціях стріли та з довгоходовими гідроциліндрами (рис. 12.7, а-г). Кріплення корпусу гідроциліндра на сферичній опорі рухомої стріли (рис. 12.7, б, г) дозволяє відмовитися від проміжної

опори, що розвантажує гідроциліндр від поперечних навантажень, і забезпечує спрощення конструкції механізму та підвищує його надійність. При неможливості виготовлення довгоходових гідроциліндрів застосовуються механізми з канатно-блоковим (рис. 12.7, *д, к*) або шестеренно-рейковим (рис. 12.7, *е*) мультиплікаторами й двома розташованими послідовно гідроциліндрами (рис. 12.7, *ж, з*) із проміжною опорою 5.

Мультиплікатори можуть бути використані також для забезпечення найбільшого зусилля за рахунок використання при втягуванні поршневої порожнини гідроциліндра (рис. 12.7, *і, к*) для втягування стріли при роботі зворотною лопатою. Конструкції механізмів висунення-втягування стріли з мультиплікаторами або декількома гідроциліндрами через громіздкість складності виготовлення поширення не одержали.

12.6. Механізми підйому (опускання) стріли

Вони мають чотириланкові механізми другого класу з гідроциліндрами, які забезпечують необхідні кути її повороту.

Залежно від величини і знака відношення радіуса кривошипа r до довжини стояка a , застосовуючи термінологію І.Браха, існуючі схеми стрілопідйомних механізмів можна розділити на наступні види (рис. 12.8): опорна схема $-1 \geq r/a \geq 1$ (рис. 12.8, *а*); кривошипно-опорна схема $0 < r/a < 1$ (рис. 12.8, *б, в*); кривошипно-підвісна схема $1 < r/a < 0$ (рис. 12.8, *г*).

У схемах, показаних на рис. 12.8, п'ята стріли розташована в передній частині поворотної платформи на її рівні, або піднята над нею; гідроциліндри розташовуються поблизу переднього краю платформи (див. рис. 12.8, *а, б*), або за віссю обертання (див. рис. 12.8, *в, г*). Відстань між осями кріплення п'яти стріли і циліндрів може

бути як більше, так і менше радіуса r . Для схеми на рис. 12.8, *а* $r \geq a$, а для схеми на рис. 12.8, *б* - $r < a$.

Опорна схема (див. рис. 12.8, *а*) застосовується при розташуванні механізму обертання робочого органа відносно поздовжньої осі стріли на її кінці і обумовлює безрамну конструкцію телескопічної стріли. Така схема забезпечує зменшення вильоту консольної частини стріли та зниження максимального згинального моменту, що діє у стрілі в порівнянні зі схемами *б-г*, сприяє одержанню мінімальної маси стріли. Схема на рис. 12.8, *б* дозволяє при підйомі стріли використати безштокові порожнини циліндрів.

При схемі на рис. 12.8, *г* розташування п'яти стріли дозволяє збільшити глибину копання при максимальному куті нахилу стріли, не зачіпаючи за колесо або гусеницю.

Схема, яка показана на рис. 12.8, *в*, дозволяє збільшити кут нахилу стріли, тому що розташовані позаду циліндри не перешкоджають цьому. Крім того, при задньому розташуванні циліндрів стає можливим використати безштокові порожнини при підйомі стріли.

Недоліком кривошипно-підвісної схеми стрілопідйомного механізму є використання

штокових порожнин при підйомі робочого обладнання, що призводить до деякого збільшення діаметра і маси гідроциліндрів.

Вивчення основних схем стрілопідйомних механізмів показує, що на більшості моделей із кривошипно-опорною або кривошипно-підвісною схемами відношення довжини кривошипа r до довжини стояка, a становить $0,275 \dots 0,46$. При цьому є тенденція до доведення кута нахилу стріли до $\alpha_c = 75 \dots 90^\circ$.

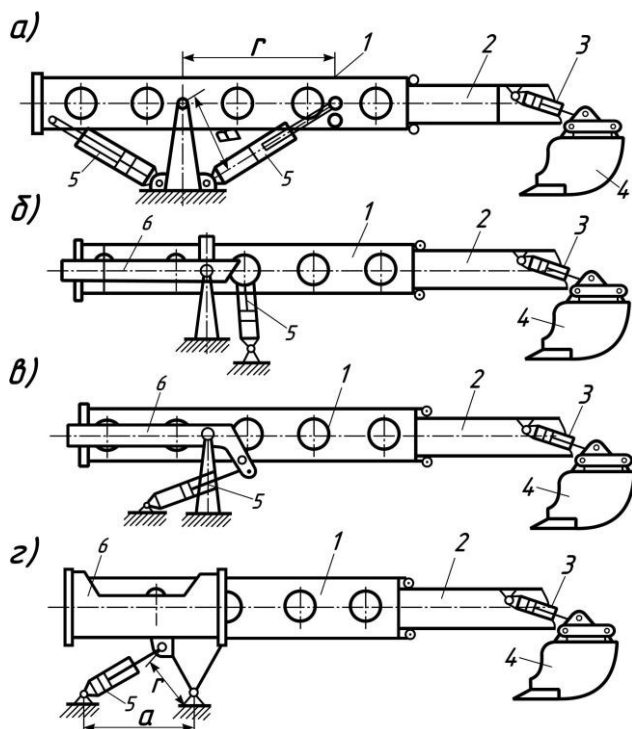


Рис. 12.8. Схеми механізмів підймання-опускання стріли і повороту ковша:

1 - зовнішня частина телескопічної стріли; 2 - внутрішня частина телескопічної стріли; 3 - гідроциліндр повороту ковша; 4 - ківш; 5 - стрілопідйомні гідроциліндри; 6 - опорно-поворотна рама стріли

Максимум рушійного моменту досягається при куті нахилу стріли від -6 до -20° . Кон-структивні схеми стрілопідійомних механізмів виконуються у вигляді двох паралельно встановлених гідроциліндрів двосторонньої дії. П'ятами гідроциліндри кріпляться до поворотної платформи, а штоками - до стріли за допомогою сферичних підшипників. Завдяки встановленню всередині основного штока додаткового циліндра утворюються три робочі порожнини (дві з боку поршня і одна з боку штока).

12.7. Механізми повороту ковша

Поворот ковша навколо власної осі стріли здійснюють чотириланкові механізми другого класу або шестиланкові механізми третього класу (рис. 12.9, *а-є*) установкою подовжувача кількість ланок збільшується ще на дві (рис. 12.9, *жс*). На більшості закордонних і на всіх вітчизняних моделях екскаваторів прийнята чотириланкова конструкція привода повороту ковша.

Механізми повороту ковша навколо поздовжньої осі стріли необхідні для виконання планувальних робіт при спорудженні укосів біля бровки забою, тому що при втягуванні стріли ківш не доходить до поверхні і залишається «недобір» ґрунту, який ліквідується поворотом ковша.

Поворот робочого органа навколо поздовжньої осі стріли є встановлювальним рухом, тому при повороті ковша механізм несе невеликі навантаження. Але під час роботи екскаватора, коли механізм нерухомий, він піддається значним зусиллям від дії зовнішніх навантажень, які викликають вигин і кручення робочого органа.

У сучасних екскаваторів з телескопічним робочим обладнанням поворот робочого органа навколо поздовжньої осі стріли здійснюється трьома способами: поворотом всієї стріли разом з робочим органом; поворотом тільки рухомої частини стріли з робочим органом; поворотом одного робочого органа. Вибір способу визначає конструкцію стріли і кінематику механізмів.

Кінематичні схеми механізмів, що повертають стрілу з робочим органом, наведені на рис. 12.9, *а-є*. Схема із шестеренним механізмом краща за канатну, тому що канати вимагають частого регулювання через витяжку в процесі експлуатації, що призводить до збільшення динамічних навантажень. Конструкція із шестеренним механізмом дозволяє закріпити штоки гідроциліндра підйому стріли безпосередньо на нерухомій секції стріли і її передньої частини. Це забезпечує зниження навантажень у нерухомій частині стріли, а отже, і зменшення маси робочого обладнання.

Механізм повороту робочого органа екскаватора (рис. 12.9, *жс*) розташований на кінці рухомої частини стріли і повертає тільки один робочий орган. Він складається із труби 5, на якій кріпиться робочий орган і гідромеханізм його повороту навколо опорного шарніра 4, опорних елементів 2 і гідромотори 1. Труба й гідромотор монтуються на кінці рухомої частини стріли.

Використання конструкцій з механізмом, розташованим на кінці стріли або ковша, доцільно на універсальних екскаваторах, призначених для виконання екскаваторних і плану-вальних робіт.

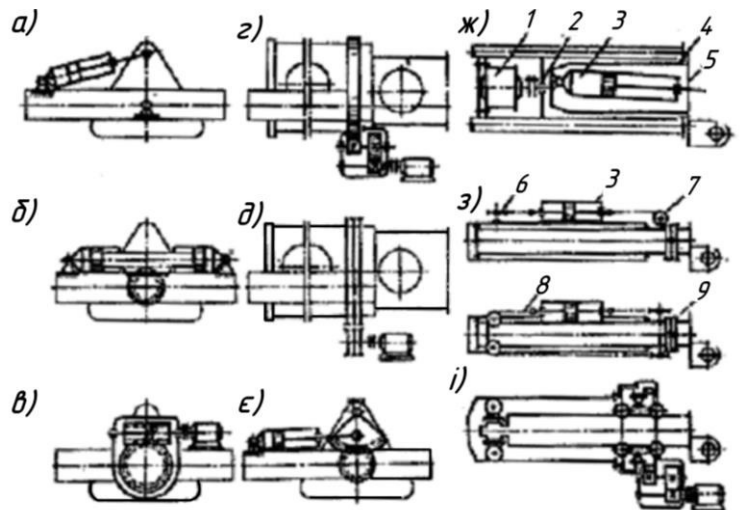


Рис. 12.9. Схема механізмів обертання робочого органа телескопічного екскаватора навколо поздовжньої осі стріли:

а-є - схеми повороту робочого органа разом зі стрілою екскаваторів моделей ЕО-2131 А, ЕО-3332, Е-4010 (СНД), «Сатур 050к» (ЧСФР) G-660, МАРК 11 (США), L-12, М-17, PL-60, PL - 120 (Німеччина); *ж* - схема повороту робочого органа на кінці стріли екскаватора G-300 (США); *з* - схема повороту робочого органа разом з рухомою частиною стріли екскаватора моделі HE - 2000 (СНД); *і* - схема повороту робочого органа разом із рухомою частиною стріли (СНД); 1 - гідромотор; 2, 4 - опорні елементи; 3 - гідроциліндр; 5 - труба; 6, 7 - блоки; 8 - канат; 9 - поворотний пристрій

Недоліком таких конструкцій є збільшення маси робочого обладнання на кінці рухомої секції стріли.

12.8. Змінне робоче обладнання

Робоче обладнання поділяють на шість груп: екскаваційне обладнання (ковші зворотних лопат із зубами, профільні ковші і ковші із сітчастим дном для іригаційних робіт); планувальне обладнання (ковші збільшеної місткості без зубів і відвали); обладнання для до-рожного будівництва (розпушувачі, ковші із зубами для розкриття асфальту); вантажо-розвантажувальне і вантажопідйомне обладнання (ковші прямих лопат для навантаження сипучих матеріалів і снігу, захвати для круглих матеріалів, кліщові захвати для підйому і укладання рейок і шпал, грейферне обладнання, гакові обойми, бадді для бетону, колиски для підйому людей і т.ін.); спеціальні види змінного обладнання (палейне і бурильне обладнання, обладнання для очищення конвертерів і доменних печей).

Контрольні питання

1. Основні види робочого обладнання гідравлічних екскаваторів.
2. Пристрої для швидкої заміни робочого обладнання.
3. Екскаватори з телескопічним робочим обладнанням
4. Конструкція телескопічних стріл.
5. Механізми висунення-втягування стріли.
6. Механізми підйому (опускання) стріли.
7. Механізми повороту ковша.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Розділ третій. БАГАТОКІВШЕВІ ЕКСКАВАТОРИ

13. БАГАТОКІВШЕВІ ТРАНШЕЙНІ ЕКСКАВАТОРИ

13.1. Загальні відомості. Класифікація. Індексція

Багатоківшевими траншейними екскаваторами називаються самохідні землерийні машини з активними робочими органами неперервної дії у вигляді ротора (колеса) з ковшами чи різцями або ланцюгів з ковшами або скребками, у яких операція копання, транспортування та розвантаження ґрунту суміщені в часі.

Головна особливість цих машин заключається у неперервності робочого процесу. Ця особливість екскаваторів неперервної дії дозволяє порівняно з одноківшевими екскаваторами забезпечити більш високу продуктивність та інші питомі показники. Однак такі екскаватори є спеціалізованими машинами, а тому менш універсальними.

Вони застосовуються для будівництва, як правило, лінійних підземних комунікацій відкритим траншейним способом: під газо-, нафто-, водо- і продуктопроводи, каналізаційні і теплофікаційні та інші системи, кабельні лінії зв'язку, електропостачання. Використовуються також для будівництва та очистки відкритих каналів, закритих дренажних систем. Застосування екскаваторів неперервної дії обмежується наявністю в ґрунті крупних кам'яних та інших твердих включень. Лінійні розміри твердих включень, як правило, не повинні перевищувати $1/3$ ширини ковша.

Класифікація. Екскаватори неперервної дії розрізняють у залежності від призначення, типу робочого органа, напрямку руху робочого органа і базової машини, за типом силового обладнання та привода механізмів, за типом ходового обладнання. Класифікаційна блок-схема екскаваторів приведена на рис. 13.1.

У машин поздовжнього копання напрямком копання співпадає з напрямком переміщення робочого органа. Така комбінація рухів дозволяє утворювати протяжні виїмки прямокутної або трапецеїдальної форми у поперечному перерізі.

Машини поперечного копання відрізняються тим, що площа відносного руху робочих органів перпендикулярна площині переносного руху базової машини. До цієї групи машин відносяться машини для кар'єрних, планувальних та очисних робіт.

У машин радіального копання та з кутовим розміщенням робочого органа площини руху різальних елементів повертаються у процесі роботи на деякий кут відносно вертикальної осі. Машини цього типу використовуються для виконання розкривних, кар'єрних робіт та утворення крупних виїмок.

У якості транспортуючих органів екскаваторів неперервної дії широко застосовують стрічкові конвеєри (роторні і ланцюгові багатоківшеві екскаватори), скребокві елеватори, шнекові відвалоутворювачі, пасивні плужні відкосники (роторні різцеві, ланцюгові скребокві екскаватори), а також лопатеві та барабанні відкидачі.

Роторні екскаватори порівняно з ланцюговими мають більший коефіцієнт корисної дії та більшу продуктивність, але меншу глибину копання.

Копання ґрунту екскаваторами здійснюється наступним чином: робочий орган переводять із транспортного положення у робоче, включають привод ланцюга або ротора, а також конвеєра і поступово за допомогою підйомного механізму робочий орган заглиблюється у ґрунт до заданої відмітки, після чого включають через ходозменшувач привод робочого ходу. Відділення ґрунту від масиву і заповнення їм робочого органа здійснюється у результаті подання ланцюгом або ротором двох сумісних рухів копання: основного поступального відносно рами (для ланцюгових) або обертового навколо своєї осі (для роторних) і подачі – переносного у напрямку руху машини. Основний рух забезпечує відділення шару ґрунту і направлений по дотичній до траєкторії копання. Рух подачі регулює товщину шару ґрунту, що відділяється, направлений перпендикулярно (нормально) дотичному. Співвідношення швидкостей цих рухів визначає траєкторію руху різальних елементів робочого органа у поздовжньо-вертикальній площині, яка являє

собою похилу пряму у ланцюгових екскаваторів і трохіду у роторних.

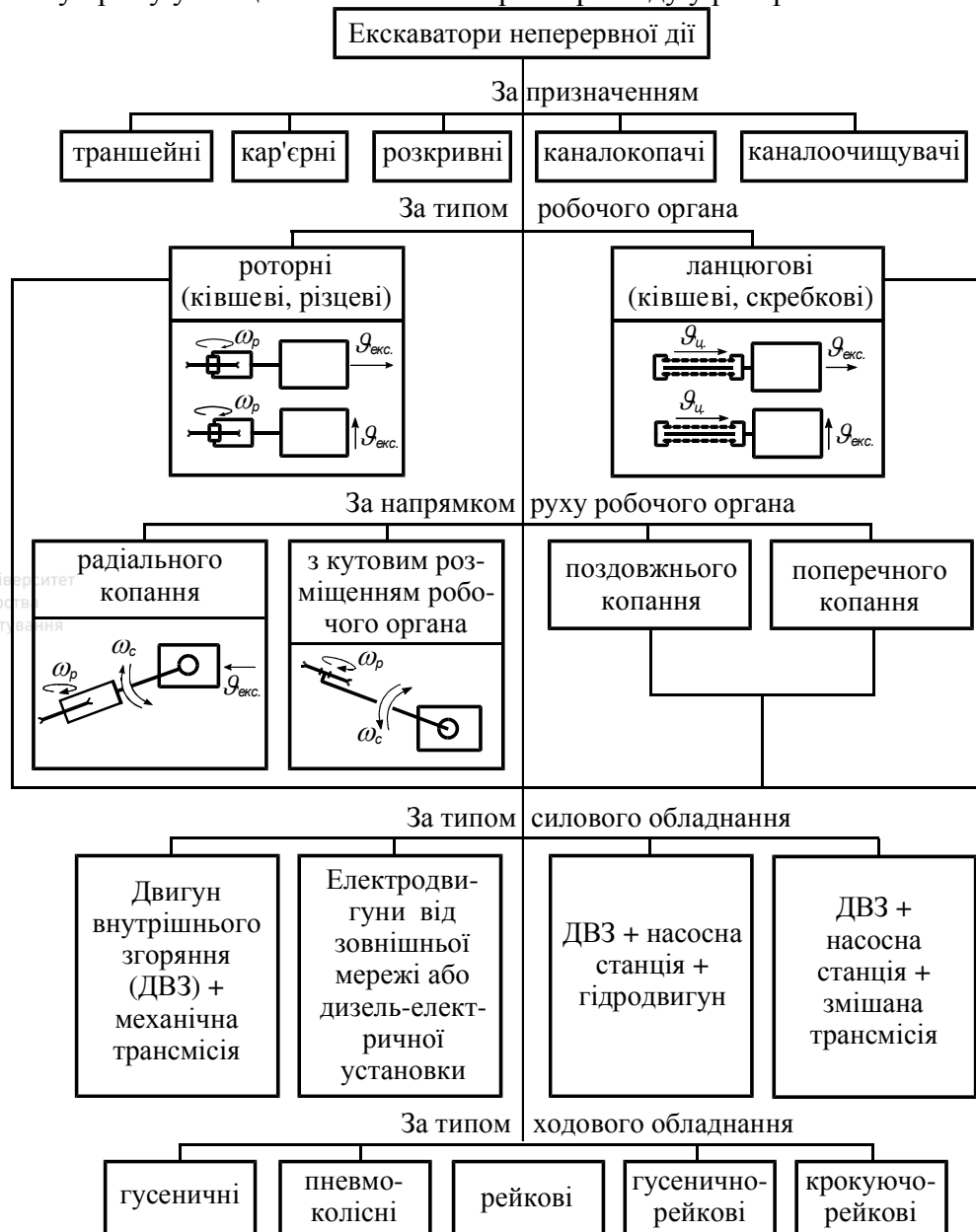


Рис. 13.1. Класифікаційна блок-схема екскаваторів неперервної дії

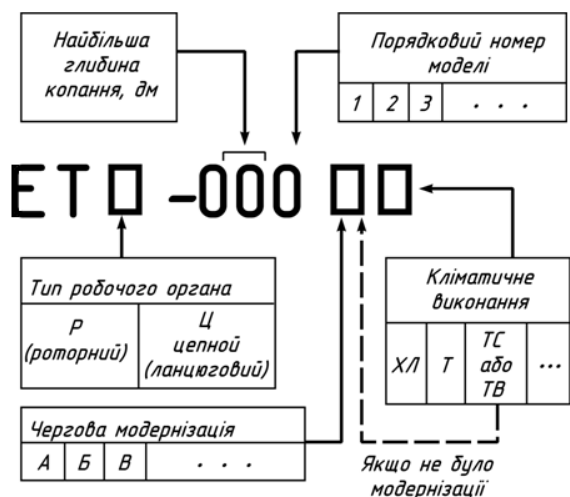


Рис. 13.2. Система індексації траншейних екскаваторів

Індексація.

Найбільше розповсюдження отримали гусеничні траншейні екскаватори з комбінованим приводом. У російськомовному варіанті в індексації траншейних екскаваторів (рис. 13.2) перші дві букви ЕТ означають: екскаватор траншейний, а третя – тип робочого органа (*Ц* – (цепной) ланцюговий, *P* – роторний). Перші дві цифри індекса позначають най-більшу глибину траншеї в дециметрах, третя – порядковий номер моделі. Перша із додаткових букв після цифрового індекса (*A*, *B*, *V* і т.д.) означає порядкову модернізацію машини, наступні – вид спеціального кліматичного виконання

(ХЛ – північне, Т – тропічне, ТВ – для роботи у вологих тропіках). Наприклад, індекс ЕТЦ-252А означає: екскаватор траншейний ланцюговий, глибина копання 25 дм, друга модель – 2, яка пройшла першу модернізацію – А.

13.2. Конструкція траншейних екскаваторів

Ланцюгові траншейні екскаватори (рис. 13.3) являють собою навісне на базову машину землерийне обладнання у вигляді нахиленої до горизонту рами із зірочками, по яких рухаються один або декілька безкінечних ланцюгів з рівномірно розміщеними ковшами або скребками, і стрічкових конвеєрів або шнекових транспортерів. Вони застосовуються для копання прямокутних і трапецеїдальних траншей глибиною до 4,0...4,5 м, шириною на дні 0,8...1,1 м і шириною на верху до 2,8 м у талих ґрунтах I...III категорій з твердими включеннями розміром поперечника до 200 мм.

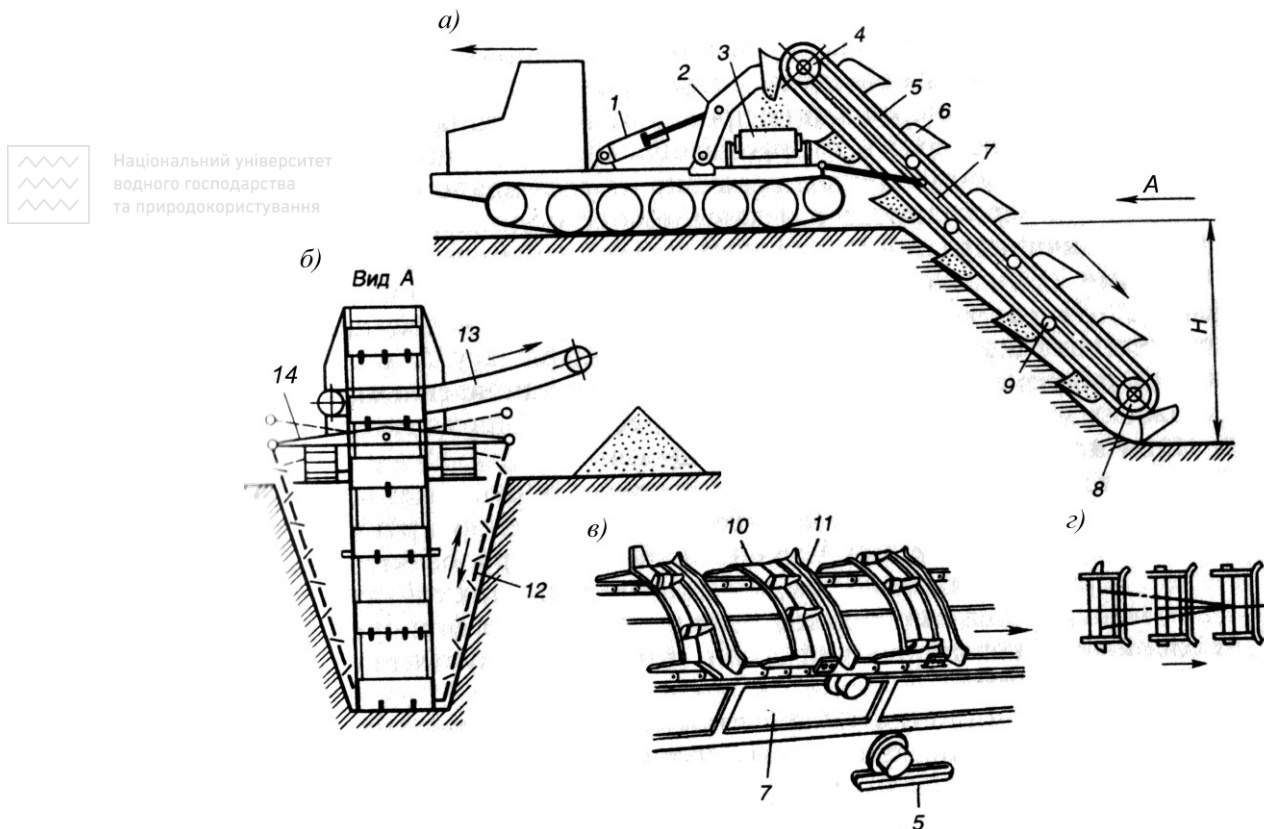


Рис. 13.3. Схема ланцюгового багатоківшевого екскаватора:

а - у профільній площині; б - у фронтальній площині; в - скребковий варіант;
г - схема розміщення різців; 1 - гідроциліндри підйому; 2 - важіль; 3 - стрічковий конвеєр; 4 - приводні зірочки; 5 - ланцюг; 6 - ковші; 7 - рама; 8 - натяжки зірочки; 9 - роликові опори; 10 - скребки; 11 - заслінки; 12 - ланцюгові відкосоутворювачі; 13 - поперечний конвеєр; 14 - балансірний важіль

Робочий орган включає нахилену до горизонту раму 7 коробчастого перерізу, яка шарнірно закріплена до тягача. На рамі 7 встановлені замкнуті ланцюги 5 з ковшами 6 або рі-зальними елементами скребкового типу 10 і транспортуючими заслінками 11. У передній частині рами змонтований приводний (турасний) вал з двома ведучими зірочками 4 ланцюгів 5 і запобіжною муфтою граничного моменту, а в задній – натяжні зірочки 8 ланцюгів 5 з гвинтовим натяжним пристроєм. На рамі встановлені також проміжні ролики 9, які підтримують робочі вітки ланцюгів 5 і зменшують провисання їх холостих віток. Для збільшення глибини копання раму робочого органа подовжують додатково вставкою, збільшують довжину ланцюгів і кількість ковшів 6 або скребків 10 і заслінок 11. Скребки 10 на робочому органі розташовані за спеціальною схемою (13.3, г), які забезпечують мінімальну енергоємність процесу копання. При русі тягача вперед і

одночасному русі ланцюгів 5 відносно нахиленої рами 7 ковші 6 відділяють ґрунт від масиву і піднімають його із траншеї на висоту приводних зірочок 4, при обгинанні яких ґрунт вивантажується на поперечний (до поздовжньої осі руху машини) стрічковий конвеєр 3 і відкидається ним у сторону від траншеї. Глибина траншеї залежить від кута нахилу рами 7 робочого органа і регулюється механізмом її підйому, який складається із двох гідроциліндрів 1 і важелів 2. Для копання трапецеїдальних траншей на робочому органі встановлюють активні ланцюгові відкосоутворювачі 12. Верхні кінці ланцюгів 12 шарнірно закріплені до коливального балансира важеля 14 з центральним шарніром, а нижні – до ексцентрично установлених пальців натяжних зірочок 8 робочого органа, які надають відкосоутворювачам зворотно-поступальний рух. Останні руйнують ґрунт, який обвалюється вниз, потрапляє в ковші 6 і виносяться на поперечний конвеєр 13.

Типова кінематична схема ланцюгового траншейного екскаватора приведена на рис. 13.4.

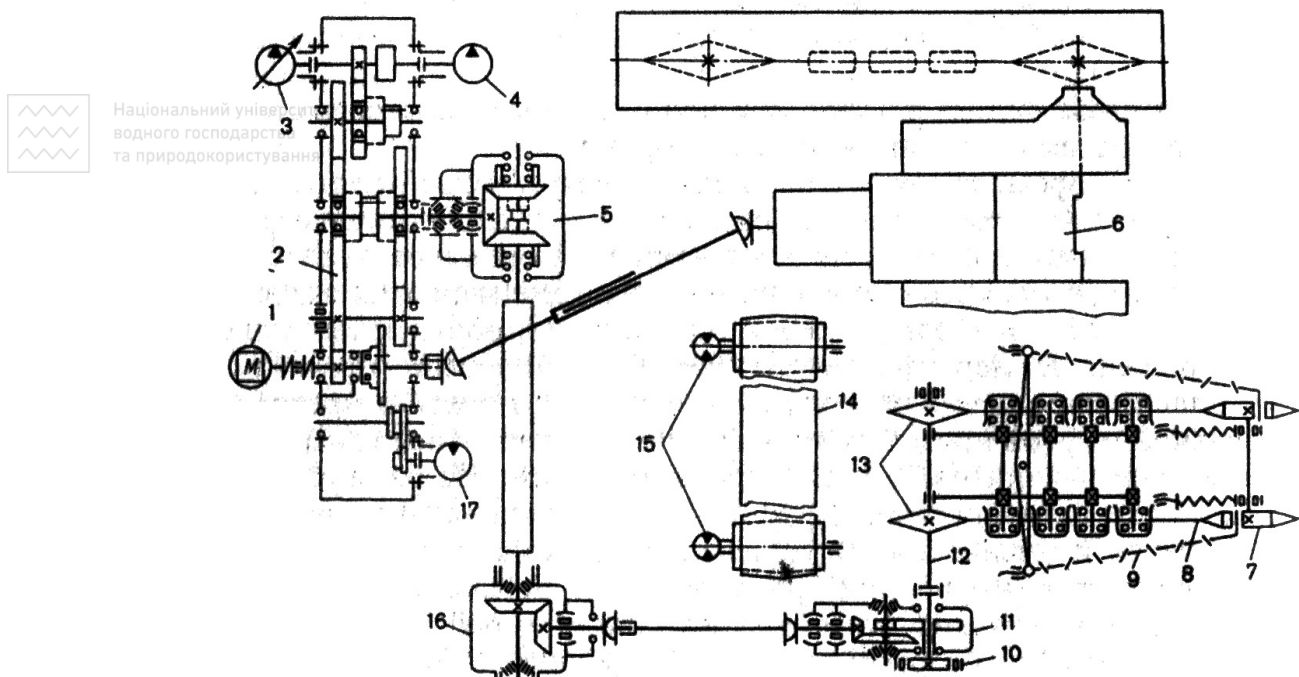


Рис. 13.4. Кінематична схема ланцюгового траншейного екскаватора:

1 - двигун; 2 - розподільча коробка; 3, 4 - гідронасоси; 5 - редуктор реверса; 6 - базовий трактор; 7 - натяжні зірочки; 8 - ланцюг; 9 - відкосоутворювачі; 10 - пневмокамерна муфта; 11 - верхній редуктор; 12 - турасний (приводний) вал; 13 - ведучі зірочки; 14 - стрічковий конвеєр; 15, 17 - гідромотори; 16 - конічний редуктор

Енергія (обертання) приводному (турасному) валу 12 з ведучими зірочками 13 ланцюгів 8 передається від дизеля 1 через муфту зчеплення, розподільчу коробку 2, редуктор реверса 5, конічний редуктор 16, верхній редуктор 11 і пневмокамерну муфту 10 запобіжного моменту. За допомогою редуктора реверса 5 змінюється напрямок руху ланцюгів 8 робочого органа. Рух ланцюговим відкосоутворювачам 9 надається від натяжних зірочок 7 робочого органа. Автономний привод ведучих кінцевих барабанів стрічкового конвеєра 14 здійснюється від гідромоторів 15 через вмонтований у кожний барабан планетарний редуктор. Живляться гідромотори 15 конвеєра 14 від некерованого насоса 4. Керований насос 3 живить гідромотор 17, який забезпечує рух екскаватора для копання траншей і безступінчасте регулювання швидкостей робочого ходу в діапазоні 5...150 м/год. Для транспортного переміщення використовується механічна трансмісія базового трактора 6.

Одноланцюгові (скребкові) траншейні екскаватори застосовуються для копання прямокутних траншей глибиною до 1,6 м і шириною 0,2...0,4 м у однорідних без твердих

включень ґрунтах I...III категорій для прокладки кабелів і трубопроводів малих діаметрів.

Вони являють собою (рис. 13.5) уніфіковане навісне обладнання на серійні пневмоколісні трактори 10 тягового класу 14 кН з одним або двома ведучими мостами. В комплект навісного екскаваторного обладнання входять: ланцюговий робочий орган із зачисним баш-

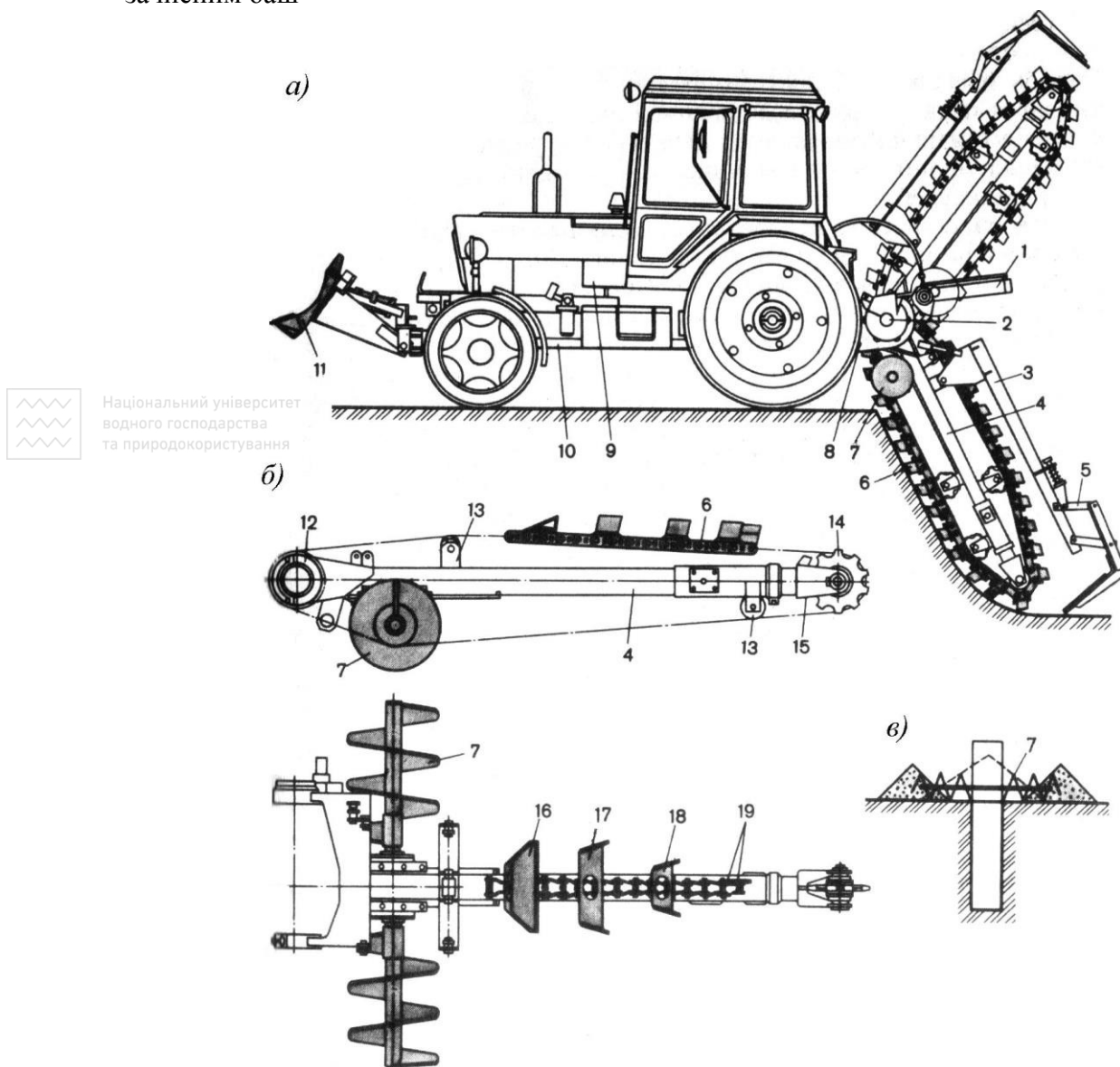


Рис. 13.5. Схема скребкового траншейного екскаватора:

а - у профільній площині; *б* - схема робочого органа; *в* - схема транспортування ґрунту; 1 - гідроциліндр підйому-опускання; 2 - приводний вал; 3 - додаткова рама; 4 - основна рама; 5 - зачисний башмак; 6 - ланцюг; 7 - шнеки; 8 - редуктор; 9 - ходозменшувач; 10 - базовий трактор; 11 - відвал; 12 - ведуча зірочка; 13 - роликові опори; 14 - натяжна зірочка; 15 - натяжний пристрій; 16 - скребки; 17, 19 - різці

маком 5 і відвальним шнеково-гвинтовим транспортером 7, механізм підйому-опускання 1 робочого органа і гідромеханічний ходозменшувач. Однорядний втулочно-роликовий ланцюг 6 робочого органа встановлений на ведучій 12 і веденій 14 зірочках і несе на собі змінні різці 17...19 для пошарового зрізання ґрунту і змінні скребки 16 для підйому ґрунту із траншеї. Різці і скребки розміщені на ланцюгу 6 за визначеною схемою, якій властиве рівномірне розподілення навантаження на ланцюг 6 з метою підвищення його довговічності. Змінюючи різці 17...19 і скребки 16, отримують траншеї різної ширини (0,2; 0,27 і 0,4 м). Ланцюг 6 оббігає нахилену раму 4, яка шарнірно закріплена до рами базового

трактора 10 і опирається на ролики 13. Ведуча зірочка 12 ланцюга 6, яка закріплена на приводному валу 2, отримує обертання від вала відбору потужності базового трактора 10 через триступінчастий редуктор 8 із змінним передаточним числом, яке забезпечує чотири робочі швидкості у межах від 0,8 до 2,1 м/с і реверсний хід ланцюга 6. У редукторі привода ланцюга 6 встановлена запобіжна фрикційна муфта граничного моменту. Натягування ланцюга 6 регулюється переміщенням натяжної зірочки 14 відносно рами 4 гвинтовим натяжним пристроєм 15. Скребки 16 виносять із траншеї ґрунт у напрямку ведучої зірочки 12, утворюючи відвал ґрунту у вигляді піраміди (13.5, в). Транспортування ґрунту в бокові відвали здійснюють два гвинтові шнеки 7, які встановлені на рамі 4 робочого органа. Шнеки 7 мають загальний вал і приводяться в рух скребковим ланцюгом 6. Положення шнеків 7 відносно рами 4 змінюються у залежності від глибини копання. До додаткової рами 3 робочого органа за скребковим ланцюгом 6 закріплений змінний консольний зачисний башмак 5 дна траншеї.

Заглиблення робочого органа в ґрунт з примусовим напором, а також його підйом для переведення в транспортне положення, здійснюється гідравлічним підйомним механізмом 1, гідроциліндр якого зв'язаний з робочим органом важільною системою. Для отримання понижених робочих швидкостей руху машин і їх безступінчастого регулювання в широкому діапазоні від 20 до 800 м/год. у трансмісію базового трактора 10 вмонтований гідромеханічний ходозменшувач 9 у вигляді багатоступінчастого циліндричного редуктора з приводом від аксіально-поршневого (плунжерного) гідромотора. Для транспортних переїздів екскаватора ходозменшувач відмикається. Гідропривод здійснюється через гідронасоси з приводом від двигуна базової машини.

Основними недоліками ланцюгових траншейних екскаваторів є висока енергоємність процесу копання, недовговічність ланцюгів, які працюють у абразивному ґрунтовому середовищі, і порівняно невисока продуктивність.

Роторні траншейні екскаватори являють собою навісне або напівпричіпне на базовий трактор землерийне обладнання у вигляді двох кілець (ротора) з рівномірно закріпленими ковшами або зубами. Застосовуються для розробки прямокутних і трапецеїдальних траншей в ґрунтах I...IV категорій, які містять кам'яні включення до 300 мм. Глибина траншей залежить від діаметра ротора. Збільшення глибини копання зв'язане із значним збільшенням діаметра і маси ротора і тому раціональна глибина копання не перевищує 3 м.

Передача енергії від двигуна базової машини до основних виконавчих механізмів (ротора, відвального конвеєра, гусеничного рушія) і допоміжного обладнання (механізмів підйому робочого органа і конвеєра) здійснюється за допомогою механічної, гідравлічної, електромеханічної або іншої комбінованої трансмісії.

Розглянемо типову конструкцію роторного траншейного екскаватора (рис. 13.6).



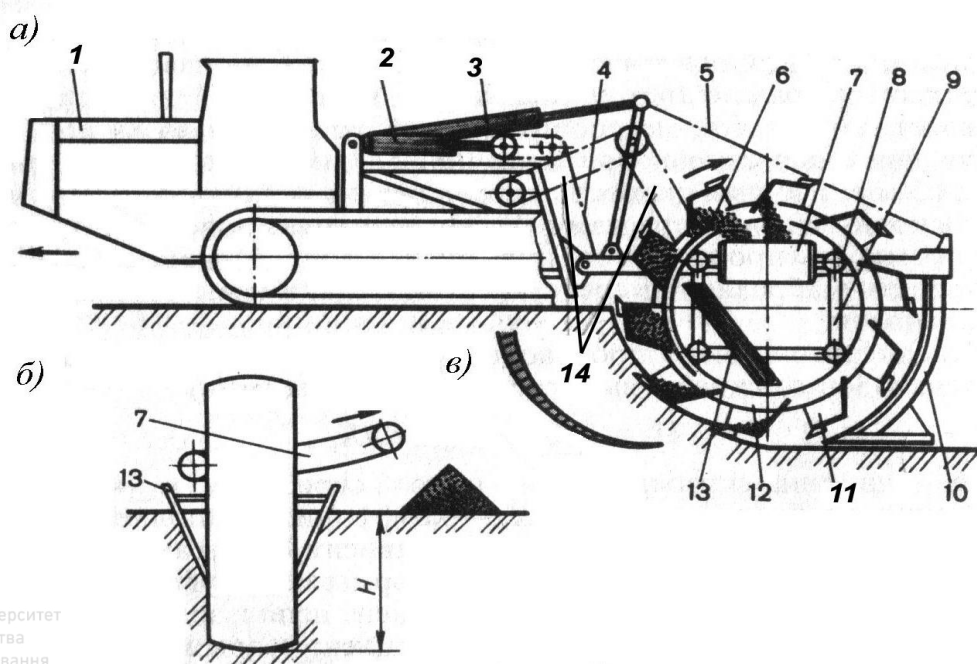


Рис. 13.6. Схема роторного траншейного екскаватора:

a - у профільній площині; *б* - у фронтальній площині; *в* - форма стружки;
1 - базова машина; 2, 3 - гідроциліндри підйому і опускання; 4, 5 -
підйомні ланцюги; 6 - ґрунт; 7 - конвеєр; 8 - ролюкоопори; 9 - рама; 10 -
зачисний башмак; 11 - ковші; 12 - ротор; 13 - відкосоутворюючі ножі

Екскаватор складається із гусеничного тягача 1 і навісного робочого органа для копання траншей, які шарнірно з'єднані між собою у вертикальній площині. Робочий орган машини – ротор 12 з ковшами 11 опирається на ролики 8 рами 9. Всередині ротора 12 розміщений поперечний двосекційний стрічковий конвеєр 7, який складається із горизонтальної і нахиленої (відкидної) секції. За ротором 12 встановлений зачисний башмак 10 дна траншеї. В трансмісію тягача вмонтований гідромеханічний ходозменшувач для безступінчастого регулювання робочих швидкостей руху машини. На тягачі 1 встановлена додаткова рама з розміщеними на ній механізмами привода і підйому-опускання робочого органа. Рама має нахилені направляючі, по яких за допомогою пари гідроциліндрів 2 і ланцюгів 4 гідравлічного підйомного механізму переміщуються повздовж переднього кінця рами робочого органа для переведення його із транспортного положення в робоче і навпаки. Підйом і опускання задньої частини робочого органа здійснюється парою гідроциліндрів 3, штоки яких шарнірно закріплені до верхньої частини стояків, які зв'язані із заднім кінцем рами ланцюгами 5. Привод ротора 12 і конвеєра 7 здійснюється через ланцюгові передачі 14. Для формування траншей трапецеїдального профілю служать відкосоутворюючі ножі 13.

13.3. Вибір та розрахунок основних параметрів багатоківшевих ланцюгових траншейних екскаваторів

Вихідними даними для розрахунку є: H - максимальна глибина траншеї, м; B - ширина траншеї, м; $\Pi_{\text{техн}}$ - технічна продуктивність, м³/год.; k - питомий опір копанню ґрунту, кН/м².

Згідно заданої технічної продуктивності необхідно визначити теоретичну і експлуатаційну продуктивність

$$\Pi_{\text{теор.}} = \frac{\Pi_{\text{техн}} \cdot k_p}{k_n \cdot k_m}, \text{ м}^3/\text{год.}, \quad (13.1)$$

де: k_p - коефіцієнт розпушення ґрунту; k_n - коефіцієнт наповнення ковша; k_m - коефіцієнт трудності розробки ґрунту (табл. 13.1)

Числові значення коефіцієнтів k_p , k_n , k_m та γ

Категорія ґрунту	k_p	k_n	k_m	γ , кг/м ³
I	1,15	1,05	1,00	1200-1500
II	1,20	1,00	0,95	1400-1900
III	1,25	0,90	0,80	1600-2000
IV	1,30	0,85	0,70	1900-2200

де γ - об'ємна маса ґрунту, кг/м³.

$$\Pi_{експл} = \Pi_{мех} k_v, \quad (13.2)$$

де k_v - коефіцієнт використання робочого часу ($k_v=0,7\dots0,9$).

За заданою технічною продуктивністю і розмірами траншеї, що копається, визначаємо поступальну швидкість переміщення екскаватора

$$v_e = \frac{\Pi_{мех}}{F_{тр}}, \text{ м}^3/\text{год.}, \quad (13.3)$$

де $F_{тр}$ - поперечний переріз траншеї, що копається, м².

Місткість ковша визначається його шириною (b_k), висотою (h_k) і довжиною (l_k).

Ширина внутрішньої порожнини ковша дорівнює

$$b_k = B - a, \quad (13.4)$$

де: a - розширення ковша за рахунок козирка, або бокових зубів ($a=0,06\dots0,1$ м); B - ширина траншеї, м.

Висота ковша, що вільно розвантажується через задню кромку на зовнішні відвальні пристрої, залежить від діаметрів приводних зірочок і натяжних барабанів, а також від кута нахилу ківшевої рами. Чим більший кут нахилу ківшевої рами, тим більшою повинна бути висота ковша (h_k), так як із збільшенням кута нахилу ківшевої рами зменшується наповнення ковшів.

Для кута нахилу ківшевої рами до горизонту $\alpha_{к,р}=30\dots55^\circ$ необхідно приймати

$$h_k = (1,1\dots1,2) R_{зир}, \quad (13.5)$$

де $R_{зир}$ - радіус описаного кола приводної зірочки,

$$R_{зир} = \frac{t_{ланц}}{2 \sin \frac{180^\circ}{n}}, \text{ м} \quad (13.6)$$

де: $t_{ланц}$ - крок ківшевого ланцюга ($t_{ланц}=0,1$ м при $B<0,4$ м; $t_{ланц}=0,19\dots0,25$ м при $0,4 \leq B \leq 1,0$ м); n - число сторін багатокутника зірочки ($n=6\dots8$).

Для можливості застосування очисників дна ковша необхідно окреслювати по дузі кола із центром, що співпадає з віссю приводного вала.

Довжина ковша визначається із співвідношення (рис. 13.7)

$$l_k = \sqrt{R_k^2 - R_{зир}^2} = \sqrt{h_k^2 + 2h_k R_{зир}}, \quad (13.7)$$

де R_k - радіус дна ковша ($R_k=R_{зир}+h_k$), м.

Тоді геометрична місткість ковша дорівнює

$$q_k = \left(\frac{\pi R_k^2 \gamma}{360^\circ} + \frac{t_{ланц} h_k}{4} - \frac{l_k R_{зир}}{2} \right) \cdot b_k \text{ м}^3, \quad (13.8)$$



Національний університет
водного господарства
та природокористування

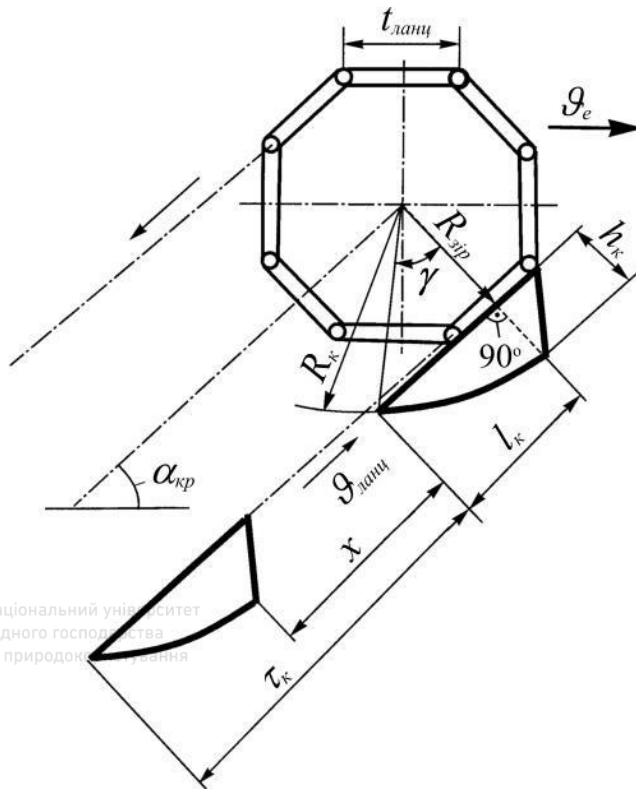


Рис. 13.7. Розрахункова схема для визначення геометричних багатоківшевого ланцюгового робочого органа

повинен бути менше часу переміщення кромки наступного ковша до лінії падіння ґрунту. Із цієї умови визначаємо крок ковшів:

$$\tau_k \geq \frac{t_{\text{ланц}} + (l_k - t_{\text{ланц}}) \sin \alpha_{\text{к.р.}}}{1 - \frac{Z}{60} \sqrt{\frac{2(l_k - t_{\text{ланц}})}{g}}}, \quad (13.11)$$

де g - прискорення вільного падіння ($g=9,81 \text{ м/с}^2$).

Визначимо швидкість руху ківшевого ланцюга за формулою

$$G_{\text{ланц}} = \frac{Z \cdot \tau_k}{60}, \text{ м/с}, \quad (13.12)$$

де: Z - кількість зсипок, хв.⁻¹; τ_k - крок ковша, м.

Максимальна швидкість ківшевого ланцюга обмежується із умови абразивного зносу ріжучих елементів $G_{\text{ланц}}^{\text{max}}=0,8 \dots 1,8 \text{ м/с}$.

Траєкторія руху ріжучих кромки ковшів визначається напрямком їх абсолютної швидкості (рис. 13.3).

$$G_a = \sqrt{G_{\text{ланц}}^2 + G_e^2 + 2G_{\text{ланц}}G_e \cos \alpha_{\text{к.р.}}}, \quad (13.13)$$

де: G_a - абсолютна швидкість руху ковшів, м/с; $G_{\text{ланц}}$ - швидкість руху ківшевого ланцюга, м/с; G_e - поступальна швидкість переміщення екскаватора, м/с.

Кут нахилу траєкторії руху ковша визначаємо за формулою (рис. 13.8):

$$\text{tg} \beta = \frac{G_{\text{ланц}} \sin \alpha_{\text{к.р.}}}{G_e + G_{\text{ланц}} \cos \alpha_{\text{к.р.}}}. \quad (13.14)$$

де

$$\gamma = \arcsin \frac{l_k}{R_{\text{зир}} + h_k}. \quad (13.9)$$

Об'єм стружки ґрунту, що знімається одним ковшем, дорівнює $q_c \approx \Pi_{\text{tex}} / (60Z)$, де Z - кількість зсипок ковшів за хвилину. При цьому повинна виконуватися умова $q_k \geq q_c (k_p / k_n)$. Із цієї умови визначається кількість зсипок ковшів за хвилину

$$Z \geq \frac{\Pi_{\text{tex}}}{60q_k} \cdot \frac{k_p}{k_n}. \quad (13.10)$$

Для запобігання зростаючих динамічних навантажень повинна виконуватись умова $Z < 60 \dots 70$. При невиконанні цієї умови необхідно підібрати нові параметри ковша та приводні зірочки і перерахувати об'єм ковша.

Крок ковшів повинен бути таким, щоб ґрунт із ковша, що розвантажується, не пересипався в наступний. Для цього час падіння ґрунту із ковша, що розвантажується,

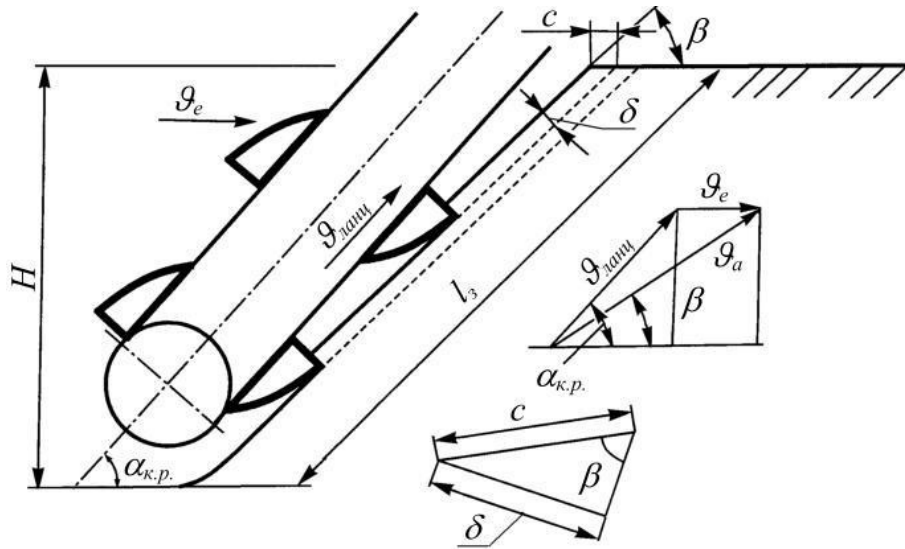


Рис. 13.8. Розрахункова схема для визначення параметрів стружки ґрунту

Величина подачі на один ківш (c), товщина (δ) і площа поперечного перерізу стружки (f_c), що знімається одним ковшем, відповідно дорівнюють:

$$c = \frac{g_e}{Z}, \text{ м}, \quad (13.15)$$

$$\delta = c \cdot \sin \beta = \frac{g_e \sin \beta}{Z}, \text{ м}, \quad (13.16)$$

$$f_c = \delta \cdot b_k = \frac{g_e b_k \sin \beta}{Z} \approx \frac{P_{mex} \sin \beta}{60HZ}, \text{ м}^2. \quad (13.17)$$

Кількість ковшів, що одночасно знаходяться у заборі

$$m_3 = \frac{H}{\tau_k \sin \alpha_{k.p.}}. \quad (13.18)$$

Отримане число ковшів необхідно заокруглити до цілого числа в більшу сторону.

Після визначення основних параметрів екскаватора потрібно визначити його технічну продуктивність

$$P_{mex} = 3600 \frac{g_{ланц} q_k k_p}{\tau_k k_n k_m}, \text{ м}^3/\text{год}. \quad (13.19)$$

Якщо отримане значення продуктивності суттєво (на 5% і більше) відрізняється від вихідної величини продуктивності, то потрібно зробити перерахунок основних параметрів ланцюгового робочого органа.

13.4. Розрахунок стрічкового конвеєра екскаватора

Ширина плоскої стрічки, що необхідна для транспортування ґрунту у відвал визначається за формулою

$$B_{cmp} = \sqrt{\frac{P_{mex}}{150 \cdot g_{cmp} k_\psi}}, \text{ м}, \quad (13.20)$$

де: P_{mex} - технічна продуктивність екскаватора, $\text{м}^3/\text{год.}$; g_{cmp} - швидкість стрічки конвеєра, м/с ($g_{cmp}=3 \dots 6 \text{ м/с}$); k_ψ - коефіцієнт зменшення продуктивності, обумовлений кутом нахилу конвеєра до горизонту ψ (для плоскої стрічки $k_\psi=1,0 \dots 0,6$ відповідно $\psi=0 \dots 28^\circ$).

Отримане значення ширини стрічки необхідно заокруглити в більшу сторону до найближчого стандартного значення (0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2 м).

Загальну довжину конвеєра можна розбити на три зони (рис. 13.9): l_z - зону завантаження ($l_z \approx B$); $l_{розг}$ - зону розгону; $l_{p.p}$ - зону рівномірного руху.

Тоді

$$L = l_z + l_{розг} + l_{p.p}. \quad (13.21)$$

Довжина зони розгону

$$l_{розг} = \frac{g_{cmp}^2 - g_0^2}{2g(\mu \cos \psi - \sin \psi)}, \text{ м}, \quad (13.22)$$

де: μ - коефіцієнт тертя ґрунту по гумовій стрічці, ($\mu=0,65$); g_0 - середня швидкість по-ступання ґрунту на стрічку конвеєра (при вертикальному завантаженні $g_0 \approx 0$). Зону ґрунту доцільно обмежити бортами. Довжина зони рівномірного руху $l_{p.p} = 0,05L$.

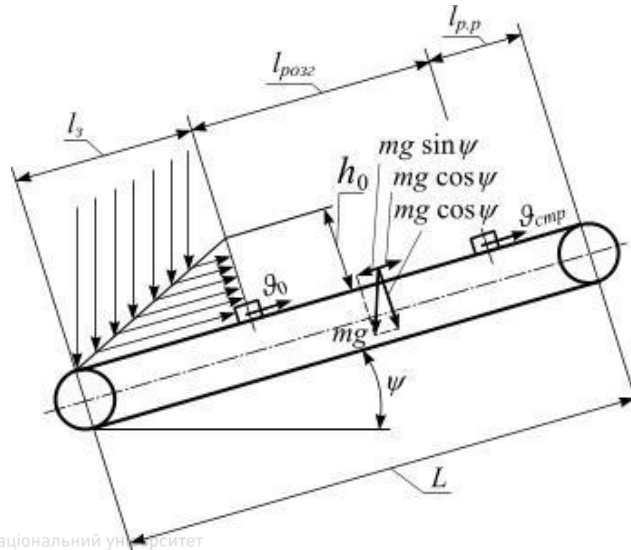


Рис. 13.9. Розрахункова схема для визначення довжини конвеєра

Остаточно довжина конвеєра і кут його нахилу до горизонту визначаються із умов утворення відвалу ґрунту.

Траєкторія вільного польоту частинки ґрунту визначається за системою рівнянь (рис. 13.10):

Найбільша висота підйому частинок ґрунту від рівня вильоту

$$H_n = \frac{g_{cmp}^2 \sin^2 \psi}{2g}, \text{ м}. \quad (13.25)$$

Висота відвалу ґрунту (рис. 13.6)

$$H_0 = \sqrt{\frac{H \cdot B \tan \varphi_0}{k_p}}, \text{ м}, \quad (13.26)$$

де: φ_0 - кут природнього відкосу ґрунту; H , B - відповідно глибина і ширина траншеї, м.

Ширина відвалу ґрунту біля основи

$$B_0 = 2H_0 \cot \varphi_0, \text{ м}. \quad (13.27)$$

При правильно вибраних основних параметрах конвеєра повинна виконуватись умова

$$(L \cos \psi + L_e) \geq \left(B + a + \frac{B_0}{2} \right), \quad (13.28)$$

де $a=(0,7 \dots 1,7)$ м.

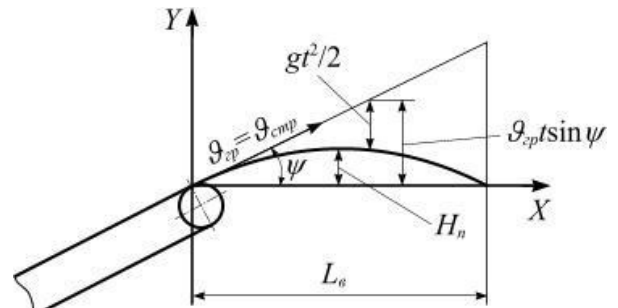


Рис. 13.10. Розрахункова схема для визначення траєкторії польоту ґрунту

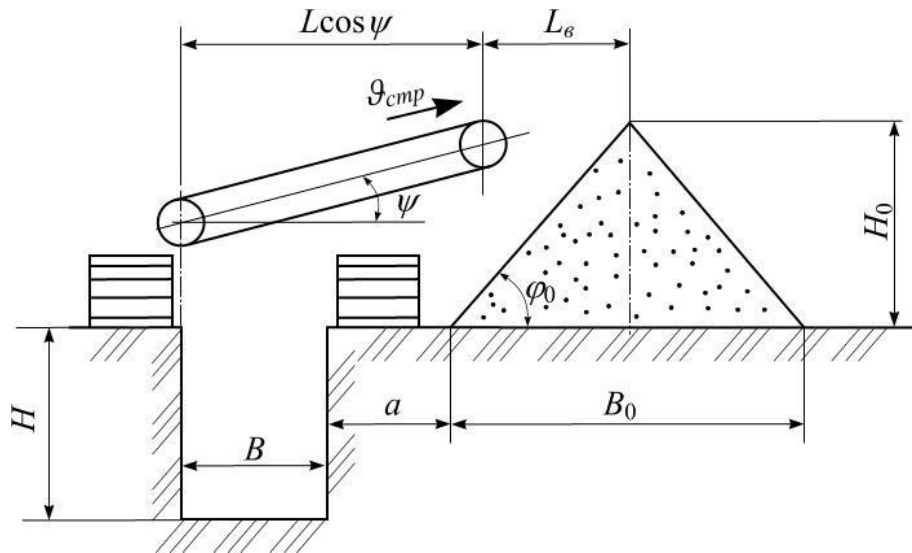


Рис. 13.11. Розрахункова схема для визначення довжини конвеєра

13.5. Тяговий розрахунок багатоківшевого ланцюгового екскаватора

Загальний тяговий опір переміщенню екскаватора дорівнює

$$T_{\text{заг}} = \sum W = W_{\text{кон}} + W_{\text{пер}}, \text{ кН}, \quad (13.29)$$

де: $W_{\text{кон}}$ - горизонтальна складова опору копанню; $W_{\text{пер}}$ - опір переміщенню екскаватора.

$$W_{\text{кон}} = \frac{k \Pi_{\text{тех}} \cos \beta}{3600 \cdot \mathcal{Q}_{\text{ланц}}}, \quad (13.30)$$

$$W_{\text{пер}} = \frac{k \Pi_{\text{техн}} \sin \beta}{3600 \cdot \mathcal{Q}_{\text{ланц}}} f_{\text{он.}} + G_{\text{ек}} (f_{\text{он}} \pm i), \quad (13.31)$$

де: k - коефіцієнт питомого опору копанню, кН/м² (табл. 13.2); $\Pi_{\text{тех}}$ - технічна продуктивність, м³/год.; $\mathcal{Q}_{\text{ланц}}$ - швидкість ківшевого ланцюга, м/с; $G_{\text{ек}}$ - повна робоча вага екскаватора, кН ($G_{\text{ек}} = (0,011 \dots 0,014) \Pi_{\text{тех}} k$, кН); $f_{\text{он}}$ - коефіцієнт опору переміщенню ходового обладнання ($f_{\text{он}} = 0,1 \dots 0,15$ - для гусеничного ходового обладнання; $f_{\text{он}} = 0,05 \dots 0,25$ - для колісного ходового обладнання); i - уклон місцевості ($i = \tan \alpha$, де α - кут уклону місцевості).

Таблица 13.2

Рекомендовані значення коефіцієнта питомого опору копанню

Категорія ґрунту	I	II	III	IV
k , кН/м ²	100	200	300	400

13.6. Кінематичний розрахунок багатоківшевого екскаватора

При виконанні кінематичного розрахунку необхідно зробити розбивку загального передаточного числа за ступеннями і визначити загальні коефіцієнти корисної дії привода робочого ходу, робочого органа і стрічкового конвеєра екскаватора згідно вибраної кінематичної схеми. За вихідні дані приймають швидкість робочого переміщення екскаватора (\mathcal{Q}_e), швидкість ківшевого ланцюга ($\mathcal{Q}_{\text{ланц}}$) та конвеєра ($\mathcal{Q}_{\text{смп}}$).

Для гусеничного ходового обладнання:

$$i_{\text{заг.р.х}} = \frac{3600 n_{\text{дв}} t Z_{\text{пр.з}}}{\mathcal{Q}_e}, \quad (13.32)$$

де: $n_{\text{дв}}$ - кількість обертів колінчастого вала двигуна базової машини (прототипу), с⁻¹; t - крок гусеничного ланцюга, м; $Z_{\text{пр.з}}$ - кількість зубів приводної зірочки гусеничного ходу.

Загальне передаточне число привода робочого органа та стрічкового конвеєра

$$i_{заг.р.о} = \frac{n_{дв}}{n_{тур.в}}, \quad (13.33)$$

$$i_{заг.кон} = \frac{n_{дв}}{n_{пр.б}}, \quad (13.34)$$

де $n_{тур.в}$, $n_{пр.б}$ - частота обертання турасного вала ланцюгового робочого органа (ротора для роторного робочого органа) та приводного барабана стрічкового конвеєра.

13.7. Розрахунок балансу потужності та вибір двигуна

Необхідна сумарна потужність двигуна дорівнює

$$N_{\Sigma} = N_{ланц} + N_{конв} + N_{гидр} + N_{пер} + N_{ук}, \text{ кВт}, \quad (13.35)$$

де: $N_{ланц}$ - потужність, що необхідна для привода ківшевого ланцюга; $N_{ук}$ - потужність, що витрачається на різання ґрунту укосотворювачами; $N_{конв}$ - потужність, що необхідна для привода стрічкового конвеєра; $N_{пер}$ - потужність, що витрачається на переміщення екскаватора; $N_{гидр}$ - потужність, що витрачається на гідропривод.

Потужність, що витрачається на копання ґрунту ковшами, визначається за формулою

$$N_{кон} = \frac{k\Pi_{мех}}{3600\eta_{ланц}}, \text{ кВт}, \quad (13.36)$$

де: k - коефіцієнт питомого опору копанню, кН/м^2 (див. табл. 13.2); $\eta_{ланц}$ - коефіцієнт корисної дії ківшевого ланцюга ($\eta_{ланц}=0,45\ldots0,65$).

$$N_{пид} = \frac{\Pi_{мех}\gamma \cdot g}{3,6 \cdot 10^6 \eta_{ланц}} \left(\frac{H}{2} + H_e \right), \text{ кВт} \quad (13.37)$$

де: H_e - відстань від поверхні землі до точки розвантаження ґрунту, м (підбирається із компоновочної схеми); γ - об'ємна маса ґрунту, кг/м^3 (див. табл. 13.1); g - прискорення вільного падіння ($g=9,81 \text{ м/с}^2$).

Тоді

$$N_{ланц} = \frac{N_{кон} + N_{пид}}{\eta_{к.л}}, \quad (13.38)$$

де $\eta_{к.л}$ - загальний коефіцієнт корисної дії привода ківшевого ланцюга відповідно кінематичній схемі.

Потужність, що необхідна для привода стрічкового конвеєра, визначається за формулою

$$N_{конв} = k' \frac{\omega q_k L g_{стр}}{\eta_{пр}} + \frac{\gamma g \Pi_{мех}}{3,6 \cdot 10^6 \eta_{пр}} (\omega + tg \psi) L_p \cos \psi, \text{ кВт}, \quad (13.39)$$

де: k' - коефіцієнт, що враховує вплив додаткових опорів, які виникають на кінцевих барабанах конвеєра, у завантажувальному бункері і на очисному пристрої (табл. 13.3).

Таблиця 13.3

Числові значення коефіцієнта k''

Довжина конвеєра, м	3	4	5	6	8	10	12,5	16	20	25	32	40	50
Значення коефіцієнта k'	4,1	3,4	3,0	2,7	2,3	2,0	1,8	1,6	1,4	1,3	1,2	1,1	1,0

ω - приведений коефіцієнт опору переміщенню стрічки по горизонталі ($\omega=0,06$ - для підшипників ковзання і $\omega = 0,04$ - для підшипників кочення); q_k - сила ваги рухомих частин конвеєра (робоча і холоста вітки стрічки, опорні і підтримуючі ролики), що припадає на один метр його довжини (табл. 13.4); $\eta_{пр}$ - ККД привода конвеєра.

Таблиця 13.4

Числові значення q_k

Ширина стрічки, B_{cmp} , мм	300	400	500	600	800	1000
q_k , кН/м	0,20	0,25	0,30	0,42	0,55	0,73
Ширина стрічки, B_{cmp} , мм	1200	1400	1600	1800	2000	
q_k , кН/м	0,92	1,10	1,28	1,47	1,65	

L_p - розрахункова довжина конвеєра визначається для двох випадків:

а) для випадку, коли ґрунт на конвеєрі має період рівномірно прискореного руху і період руху з постійною швидкістю

$$L_p = L + \left(\frac{\mu + \omega}{\operatorname{tg} \psi + \omega} \cdot \frac{2g_{cmp}}{g_{cmp} + g_0} - 1 \right) l_{роз}, \quad (13.40)$$

де g_0 - швидкість поступання ґрунту на конвеєр, як правило, $g_0=0$.

б) для випадку, коли має лише період рівномірно прискореного руху

$$L_p = \frac{\mu + \omega}{\operatorname{tg} \psi + \omega} \cdot \frac{2g_{cmp}}{g_{ep} + g_0} L, \quad (13.41)$$

де g_{ep} - кінцева швидкість ґрунту

$$g_{ep} = \sqrt{g_0^2 + 2gL(\mu \cos \psi - \sin \psi)}. \quad (13.42)$$

Потужність, яка необхідна на привод гідронасосів дорівнює

$$N_{гидр} = \frac{pQ}{\eta_{гидр}}, \text{ кВт}, \quad (13.43)$$

де: p - тиск у гідросистемі, МПа; $\eta_{гидр}$ - ККД привода гідронасосів; Q - сумарна продуктивність всіх насосів в л/с

$$Q = 0,167 \cdot 10^{-4} \sum_{i=1}^m q_{1об} n, \quad (13.44)$$

де: $q_{1об}$ - питома подача насоса за один оберт, см³/об.; n - частота обертання гідронасоса, об./хв.; m - кількість гідронасосів.

Потужність, яка використовується на переміщення екскаватора при копанні ґрунту дорівнює

$$N_{пер} = \frac{\sum W \cdot g_e}{\eta_e}, \text{ кВт}, \quad (13.45)$$

де: g_e - поступальна швидкість переміщення екскаватора, м/с; $\sum W$ - сумарна всіх горизонтальних складових опору переміщенню екскаватора, кН; η_e - загальний ККД трансмісії привода рушія ($\eta_e = \eta_{тр} \eta_{х.о}$); $\eta_{тр}$ - ККД трансмісії; $\eta_{х.о}$ - ККД ходового обладнання.

При розрахунковій потужності N_{Σ} підбирається двигун і базова машина (тягач) та визначається максимальна швидкість переміщення в транспортному режимі по дорожньому покриттю

$$g_{max} = \frac{N_{дв} \eta_{х.о} \eta_{тр}}{f(G_{np} + G_{екск})}, \text{ м/с}, \quad (13.46)$$

де: $N_{дв}$ - потужність підбраного двигуна на тягачі, кВт; G_{np} - сила ваги противаги, кН.

При копанні траншей трапецеїдального профілю витрачається допоміжна потужність на розробку відкосів відкосоутворювачами

$$N_{відк} = \frac{F_{відк} g_e k}{\eta_{відк}}, \text{ кВт}, \quad (13.47)$$

де $F_{відк}$ - площа перерізу траншеї, яка вирізається боковими відкосниками

$$F_{відк} = \frac{B_{верх} - B}{2} H, \text{ м}^2, \quad (13.48)$$

де: $B_{\text{верх}}$ - ширина траншеї на денній поверхні; $\eta_{\text{відк}}$ - ККД відкосоутворювачів.

13.8. Визначення граничного уклону для екскаватора і перевірка зчпного зусилля ходового обладнання

Робоче переміщення на уклон за рахунок запасу потужності двигуна. При підборі тягача по балансу потужності двигуна останній підбирається з деяким запасом потужності $N_{\text{зан}} = N_{\text{дв}} - N_{\Sigma}$. При цьому двигун тягача може розвивати допоміжне тягове зусилля

$$T_{\text{дон}} = \frac{N_{\text{зан}} \eta_{\text{мп}} \eta_{\text{х.о}}}{g_1}, \text{ кН}, \quad (13.49)$$

де g_1 - швидкість переміщення тягача на першій передачі, м/с.

Визначимо уклон, на який може переміщуватись екскаватор у робочому положенні за рахунок допоміжного тягового зусилля.

$$G_{\text{екск}} \sin \alpha_{p.x} \leq T_{\text{дон}}, \quad (13.50)$$

звідки

$$\alpha_{p.x} \leq \arcsin \frac{T_{\text{дон}}}{G_{\text{екск}}}. \quad (13.51)$$

Перевірка по зчепленню ходового обладнання з опорною поверхнею в робочому положенні при русі під уклон. Повинна виконуватись умова:

$$G_{\text{зч}} \varphi_{\text{зч}} \geq T_{\text{заг}} + T_{\text{дон}}, \quad (13.52)$$

де: $\varphi_{\text{зч}}$ - коефіцієнт зчеплення ходового обладнання з ґрунтом; $G_{\text{зч}}$ - зчпна вага екскаватора

$$G_{\text{зч}} = (G_{\text{екск}} + G_{\text{нр}}) \cos \alpha_{p.x} + \frac{k \Pi_{\text{мех}} \sin \beta}{3600 g_{\text{ланц}}}, \text{ кН}. \quad (13.53)$$

Сила ваги противаги підбирається в тому випадку, якщо вищенаведена умова не виконується при $G_{\text{нр}}=0$.

$$G_{\text{нр}} \geq \left(\frac{T_{\text{заг}} + T_{\text{дон}}}{\varphi_{\text{зч}}} - \frac{k \Pi_{\text{мех}} \sin \beta}{3600 g_{\text{ланц}}} \right) \frac{1}{\cos \alpha_{p.x}} - G_{\text{екс}}. \quad (13.54)$$

Транспортний режим. Так як сила тяги двигуна повинна бути зрівноважена силою тяги зчеплення ходового обладнання з дорожнім покриттям при підйомі на уклон, то можливий кут α_{max} , що долається екскаватором, визначається із нерівності

$$(G_{\text{нр}} + G_{\text{екс}}) \varphi_{\text{зч}} \cos \alpha_{\text{max}} \geq (G_{\text{нр}} + G_{\text{екс}}) (f_{\text{он}} \cos \alpha_{\text{max}} + \sin \alpha_{\text{max}}). \quad (13.55)$$

Звідки:

$$\alpha_{\text{max}} = \arctg(\varphi_{\text{зч}} - f_{\text{он}}). \quad (13.56)$$

13.9. Розрахунок основних параметрів ланцюгових скребкових траншейних екскаваторів

У результаті значного абразивного зношування ріжучих елементів і динамічних навантажень, що діють на робочий ланцюг, швидкість робочого ланцюга обмежена. Для забезпечення нормальної роботи рекомендується приймати:

- при розробці мінеральних ґрунтів $g_{\text{ланц}}=1...2$ м/с;
- при розробці торф'яників з наявністю забороненої деревини $g_{\text{ланц}}=3...4$ м/с.

Робоча швидкість переміщення екскаватора визначається за формулою

$$g_e = \frac{\Pi_{\text{мех}}}{3600 B H}, \text{ м/с}, \quad (13.57)$$

де: $\Pi_{\text{мех}}$ - задана технічна продуктивність екскаватора, м³/год.; B, H - відповідно ширина і глибина траншеї, м.

Абсолютна швидкість руху скребка \mathcal{G}_a і кут нахилу вектора абсолютної швидкості β визначаються за формулами (13.13, 13.14).

Висота скребка $h_c=0,1\ldots 0,15$ м. При збільшенні висоти скребка збільшується навантаження, що виникає в ланцюговому робочому органі при зустрічі скребка з перепону.

Крок скребка попередньо можна отримати із виразу

$$\tau_c = \frac{\delta \mathcal{G}_{\text{ланц}}}{\mathcal{G}_e \sin \beta}, \quad (13.58)$$

де δ - товщина стружки, яка приймається із умови раціонального різання ґрунтів.

$$\delta \cong \frac{b_c}{(10\ldots 15)}, \quad (13.59)$$

де b_c - ширина скребка, м.

Для скребоків типу А, Б, Д (рис. 13.12, 13.13) $b_c=B$, а для типу Г - $b_c=0,5B$. Для скребоків типу В ширину траншеї розбивають на кілька ліній різання так, щоб опір різанню кожним скребком орієнтовно був однаковим, тобто ширина ріжучої частини кожного скребка була б приблизно рівною. При ширині траншеї $B \leq 0,2$ м, кількість ліній різання $Z_p=3$, а при $B=200\ldots 400$ мм, $Z_p=5$. Ножі типу Б необхідно розміщувати по ширині траншеї на відстані один від одного $b'=(2\ldots 2,5)\delta$.

Для скребкового робочого органа з ножами типу Б товщина ножа визначається за формулою

$$b_n = \frac{B - (Z_p - 1)b'}{Z_p}. \quad (13.60)$$

Вибрані попередньо висота і крок скребка повинні бути перевірені на транспортує (виносну) здатність. При правильному підборі h_c і b_c повинна виконуватись наступна умова

$$\Pi_{\text{мех}} \leq \Pi_{\text{теор}} \frac{1}{k_p} \Delta, \quad (13.61)$$

де: $\Pi_{\text{теор}}$ - розрахункова продуктивність скребкового робочого органа по виносній здатності скребка, $\text{м}^3/\text{год.}$; k_p - коефіцієнт розпушення ґрунту; Δ - коефіцієнт розтрушування, який залежить від швидкості

Рис. 13.12. Схема розстановки скребоків на ланцюгах:

а - скребоків типу А для машин з робочим органом поперечного копання, який працює за сумісною схемою; б - скребоків типу Б для машин з робочим органом поперечного копання, який працює за роздільною схемою; в, г - скребоків типу В для машин з робочим органом поздовжнього копання, який працює за сумісною схемою; д, е - скребоків типу Г для машин з робочим органом поздовжнього копання, який працює за сумісною схемою; ж - скребоків типу А, Б, В, Г для машин з робочим органом поздовжнього копання, який працює за роздільною схемою (рис. 13.13).

руху ланцюга ($\Delta=0,97; 0,92; 0,85; 0,75$ відповідно для $\mathcal{G}_{\text{ланц}}=0,1; 1,0; 1,5; 2,0$ м/с).

Розрахункова продуктивність $\Pi_{\text{теор}}$ скребкового робочого органа при

$$\alpha_{\text{ланц}} \leq \varphi_0 + \arctg \frac{h_c}{\tau_c}, \quad (13.62)$$

де φ_0 - кут природного уклону розпушеного ґрунту ($\varphi_0=22\ldots 45^\circ$) визначається за формулою

$$\Pi_{теор} = 3600b_ch_c\vartheta_{ланц} \left[1 - \frac{\tau_c}{2h_c} \operatorname{tg}(\alpha_{ланц} - \varphi_0) \right], \text{ м}^3/\text{год}, \quad (13.63)$$

$$\text{а при } \alpha_{ланц} > \varphi_0 + \operatorname{arctg} \frac{h_c}{\tau_c} \quad (13.64)$$

грунт перед скребком транспортується у вигляді трикутної призми. При цьому

$$\Pi_{теор} = 3600b_ch_c\vartheta_{ланц} \frac{h_c \operatorname{ctg}(\alpha_{ланц} - \varphi_0)}{2\tau_c}. \quad (13.65)$$

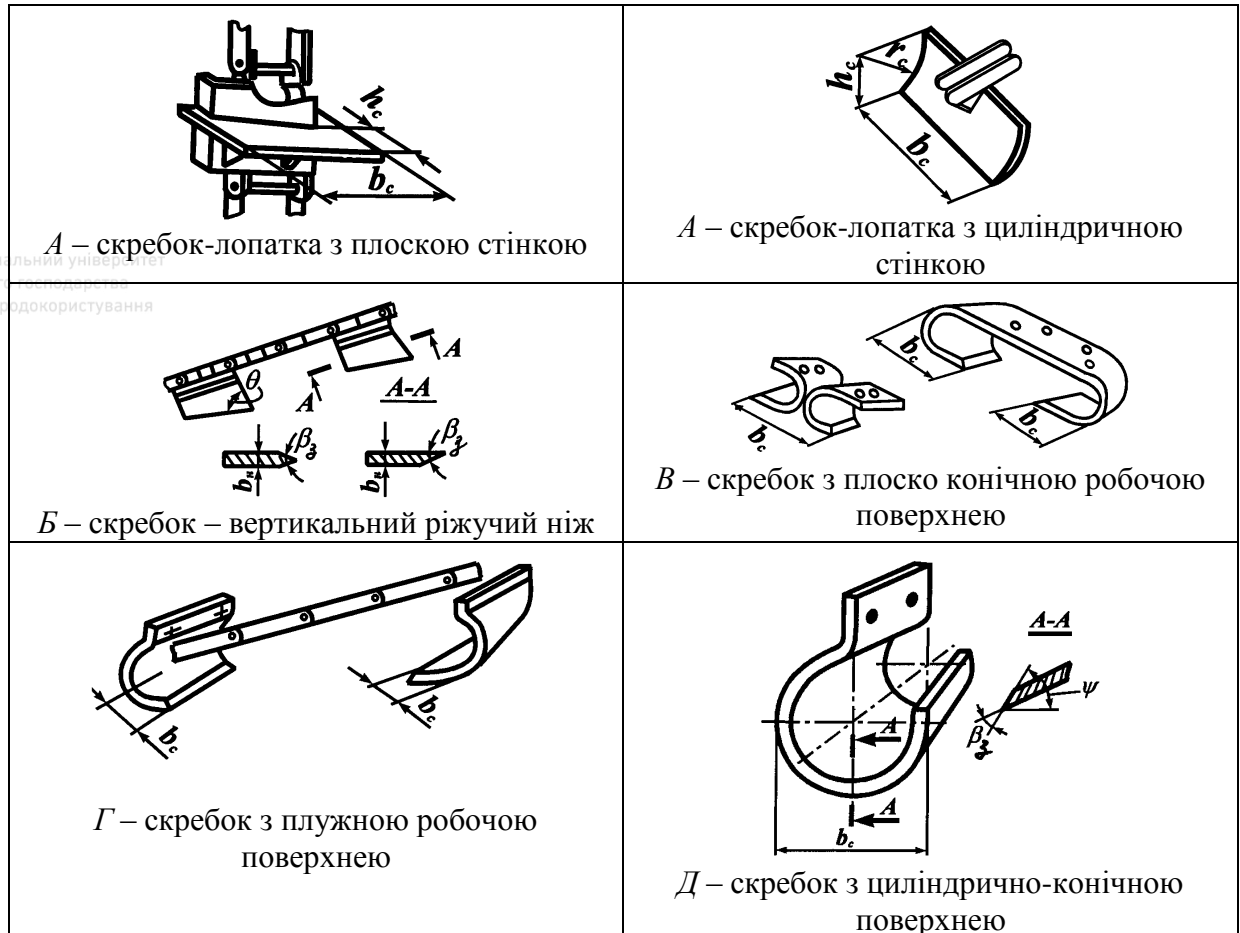


Рис. 13.13. Основні типи скребок

При $\alpha_{ланц} < \varphi_0$ грунт повністю заповнює між скребковий простір. У цьому випадку продуктивність робочого процесу максимальна

$$\Pi_{теор} = 3600b_ch_c\vartheta_{ланц}. \quad (13.66)$$

Якщо не виконується умова ($\Pi_{тех} < \Pi_{теор} \Delta/k_p$), то необхідно змінити або швидкість ланцюга $\vartheta_{ланц}$, або кут $\alpha_{ланц}$, або крок скребок τ_c .

13.10. Розрахунок зусиль різання ґрунту скребками

Для робочого органа з ножами типу Б (протягування ножа в ґрунтовому масиві) опір копанню для одного ножа визначається за формулою А.М.Зеленіна

$$P_c = 9,8C_{y\delta}\delta^{1,35}(1 + 0,1b_n) \left(1 - \frac{90^\circ - \psi}{180^\circ} \right) e_n, \text{ Н}, \quad (13.67)$$

де: $C_{y\delta}$ - число ударів щільноміра; δ - глибина різання (товщина стружки), см; b_n - товщина ножа, см (орієнтовно $b_n = 1 \dots 3$ см); ψ - кут різання ножа ($\psi = 30 \dots 35^\circ$); e_n - коефіцієнт, що

враховує кут загострення ножа ($e_n=1,0; 0,96; 0,90; 0,33; 0,81$ відповідно для $\beta=180^\circ; 120^\circ; 90^\circ; 60^\circ; 50...15^\circ$).

Для скребкових робочих органів поздовжнього копання із скребками типу В, Г і Д опір копанню ґрунту можна визначити як для горизонтального ножа, що розробляє ґрунт пошировим зняттям стружки невеликої товщини

$$P_c = C_{y\delta} \delta (b_c k_g + Z_c k_s) (1 + 0,256 \cdot \lg \vartheta_{\text{ланц}}) k_{\psi}, \text{ Н}, \quad (13.68)$$

де: δ - товщина стружки, м; b_c - ширина стружки, м; k_g - питомий коефіцієнт трудності розробки ґрунту, Па (табл. 13.5); k_s - питомий коефіцієнт зрізу ґрунту боковими гранями ножа, Н/м (табл. 13.5); Z_c - кількість закритих бокових зрізів у залежності від умов різання скребоків ($Z_c=2$ - при блокованому різанні, $Z_c=1$ - при напівблокованому різанні, $Z_c=0$ - при вільному різанні); $\vartheta_{\text{ланц}}$ - швидкість руху робочого ланцюга, м/с; k_{ψ} - коефіцієнт впливу кута різання ($k_{\psi}=0,85; 0,87; 0,90; 1,0; 1,26; 2,13; 2,68$ відповідно для $\psi=20^\circ; 25^\circ; 30^\circ; 35^\circ; 40^\circ; 50^\circ; 55^\circ$).

Таблиця 13.5

Чисельні значення k_g, k_s

Тип ґрунту	Супісок	Суглинок	Важкий суглинок	Глина
Значення k_g , Па	$(22...23)10^3$	$(21...32)10^3$	$43 \cdot 10^3$	$18 \cdot 10^3$
Значення k_s , Н/м	$(12,8...13,0)10^2$	$(11,2...15,1)10^2$	$18 \cdot 10^2$	$12,3 \cdot 10^2$

Загальний опір ґрунту копанню визначають із врахуванням сумарної кількості скребоків, які одночасно розробляють ґрунт. Це зусилля приблизно діє вздовж робочого ланцюга

$$P_k = P_c Z_c, \text{ Н}, \quad (13.69)$$

де Z_c - кількість скребоків (груп ножів), що знаходяться одночасно в забої.

Для робочих органів із скребками типу В, Д і Г:

$$Z_c = \frac{H}{\sin \alpha_{\text{ланц}} \tau_c}. \quad (13.70)$$

Для скребоків типу В, що розміщуються групами, здійснюється додавання зусиль різання по кожній групі скребоків окремо.

13.11. Визначення потужності двигуна і вибір базової машини

Загальна потужність привода екскаватора визначається за формулою

$$N = N_{p.o} + N_{\text{пер}} + N_{\text{доод}}, \quad (13.71)$$

де $N_{p.o}$ - потужність на привод ланцюгового скребкового робочого органа; $N_{\text{пер}}$ - потужність на привод механізму переміщення скрепера; $N_{\text{доод}}$ - потужність на привод додаткових механізмів

$$N_{p.o} = \frac{N_k + N_{\text{нід}} + N_{\text{тер}} + N_{\text{ин}}}{\eta_{p.o} \eta_{\text{пр}}}, \quad (13.72)$$

де: N_k - потужність, що витрачається на копання ґрунту; $N_{\text{нід}}$ - потужність, що витрачається на підйом ґрунту; $N_{\text{тер}}$ - потужність, що витрачається на тертя ґрунту в процесі його транспортування; $N_{\text{ин}}$ - потужність, що необхідна для привода транспортуючих шнеків; $\eta_{p.o}$ - ККД скребкового робочого органа ($\eta_{p.o}=0,4...0,6$); $\eta_{\text{пр}}$ - ККД привода скребкового робочого органа ($\eta_{\text{пр}}=0,7...0,75$);

$$N_k = \frac{P_k \vartheta_a}{10^3}, \text{ кВт}, \quad (13.73)$$

де: P_k - загальний опір копанню ґрунту, Н; ϑ_a - абсолютна швидкість скребка.

$$N_{\text{нш}} = \frac{\Pi_{\text{тех}} \gamma g \left(\frac{H}{2} + H_0 \right) k_1}{3,6 \cdot 10^6}, \text{ кВт}, \quad (13.74)$$

де: $\Pi_{\text{тех}}$ - технічна продуктивність скрепера, $\text{м}^3/\text{год.}$; γ - об'ємна маса ґрунту, $\text{кг}/\text{м}^3$; H - задана глибина траншеї, м; H_0 - висота підйому ґрунту від поверхні землі до місця розвантаження, м (при розвантаженні на стрічкові конвеєри приймається конструктивно, а при розвантаженні безпосередньо у відвал приймається рівною висоті кавальєра, $H_0 = \tau_c \sin \beta$); k_1 - коефіцієнт, що враховує можливість защемлення частинок ґрунту між скребками і боковими поверхнями траншеї ($k_1=1$ - для вологих і зв'язних ґрунтів, $k_1=1,05 \dots 1,15$ - для сухих і малозв'язних ґрунтів).

Потужність, що витрачається на тертя ґрунту, який транспортується, об ґрунт забою визначається за формулою

$$N_{\text{тер}} = \frac{\Pi_{\text{тех}} \gamma g \left(\frac{H}{2} + H_0 \right) f_{\text{зп}} \text{ctg} \beta}{3,6 \cdot 10^6}, \text{ кВт}, \quad (13.75)$$

де: $f_{\text{зп}}$ - коефіцієнт тертя ґрунту об ґрунт; β - кут нахилу вектора абсолютної швидкості руху скребка.

Потужність на привод відвального пристрою залежить від його типу. Для стрічкового конвеєра визначається за формулою (13.39), а для шнеків, які забезпечують переміщення ґрунту

$$N_{\text{шн}} = \frac{c_0 \Pi_{\text{тех}} \gamma g l_{\text{пер}}}{3,6 \cdot 10^6}, \text{ кВт}, \quad (13.76)$$

де: c_0 - коефіцієнт опору, що визначається дослідами шляхом (для більшості ґрунтів $c_0=4 \dots 5$); $l_{\text{пер}}$ - максимальна відстань на яку переміщується ґрунт від траншеї ($l_{\text{пер}} \approx 0,4 \dots 0,5$ м).

Потужність на переміщення екскаватора

$$N_{\text{пер}} = \frac{\sum W g_e}{10^3 \eta_e}, \text{ кВт}. \quad (13.77)$$

Сумарний опір переміщенню машини дорівнює

$$\sum W = W_{\text{пер}} + W_{\text{кон}} + W_{\text{доод}}, \quad (13.78)$$

де: $W_{\text{пер}}$ - опір переміщенню машини, який визначається з врахуванням вертикальної реакції ґрунту на робочий орган; $W_{\text{кон}}$ - горизонтальна складова опору копанню; $W_{\text{доод}}$ - опір переміщенню додаткового робочого обладнання.

$$W_{\text{пер}} = (G_m + G_{\text{н.о}} + \sum R_e)(f_{\text{он}} \pm i), \quad (13.79)$$

де G_m , $G_{\text{н.о}}$ - відповідно сила ваги тягача та навісного обладнання, Н.

Вертикальна складова опору копанню

$$\sum R_e \approx P_k (\sin \beta - k'_{\text{зм}} \cos \beta) + \frac{\Pi_{\text{тех}} \gamma g \left(\frac{H}{2} + H_0 \right) f_{\text{зп}}}{3,6 \cdot 10^3 g_{\text{ланц}}} \cos \beta, \text{ Н}, \quad (13.80)$$

де: $k'_{\text{зм}} = (0,21 \dots 0,22) k_{\text{зм}}$; $k_{\text{зм}}$ - коефіцієнт, який урахує вплив ширини стружки, що зрізається скребком із затупленою різальною кромкою ($k_{\text{зм}}=1,25; 1,18; 1,03; 0,98; 0,94; 0,91; 0,88$ відповідно для $b_c=0,05; 0,10; 0,15; 0,20; 0,25; 0,30; 0,40$ м); $f_{\text{зп}}$ - коефіцієнт тертя ґрунту по ґрунту.

$$W_{\text{кон}} = P_k (\cos \beta + k'_{\text{зм}} \sin \beta) + \frac{\Pi_{\text{тех}} \gamma g \left(\frac{H}{2} + H_0 \right) f_{\text{зп}} \cos \beta}{3,6 \cdot 10^3 g_{\text{ланц}}} \text{ctg} \beta, \text{ Н}. \quad (13.81)$$

Опір переміщенню додаткового обладнання, наприклад, бункера дрепоукладача,

можна прийняти рівним $W_{доо} \approx (0,7 \dots 0,9) W_{кон}$.

Потужність на привод додаткових механізмів

$$N_{доо} = (0,05 \dots 0,07) (N_{p.o} + N_{пер}), \text{ кВт.} \quad (13.82)$$

За загальною потужністю підбирають базову машину для екскаватора і перевіряють її по зчепленню рушія з ґрунтом.

13.12. Перевірка базової машини по гаковому і зчепному зусиллю рушія

Для переміщення машини екскаватора необхідне виконання наступних умов:

1) за гаковим зусиллям

$$\sum W - W_{пер} \leq P_{зк}, \quad (13.83)$$

де $P_{зк}$ - тягове зусилля на гаку базової машини;

2) за зчепленням рушія з опорною поверхнею для гусеничного ходового обладнання

$$\sum W - W_{пер} \leq (G_m + G_{н.о} + \sum R_g) (\varphi_{зч} - f_1 - i), \quad (13.84)$$

для колісного ходового обладнання

$$\sum W - W_{пер} = G_{зч} (\varphi_{зч} - f_2 - i), \quad (13.85)$$

$$G_{зч} = \frac{G_m l_1 + G_{н.о} l_2 + P_{ланц} \sin \alpha_{к.p} l_3}{l_{о.б.к}}, \quad (13.86)$$

де: $\varphi_{зч}$ - коефіцієнт зчеплення рушія з опорною поверхнею; f_1, f_2 - коефіцієнти опору переміщення відповідно гусеничного і колісного ходового обладнання; l_1, l_2, l_3 - плечі дії відповідно сил $G_m, G_{н.о}, P_{ланц} \sin \alpha_{к.p}$ відносно осі передніх коліс, м; $P_{ц}$ - зусилля в ланцюгах, Н; $\alpha_{к.p}$ - кут нахилу робочого органа до горизонту, град. (див. рис. 13.8); $l_{о.б.к}$ - база трактора, м;

$$P_{ц} = \frac{N_{кон} + N_{нід} + N_{мер}}{10^3 g_{ланц}} \eta_{p.o}, \text{ Н.} \quad (13.87)$$

У випадку невиконання умов (13.83...13.85) підбирають іншу базову машину і роблять перерахунок.

13.13. Розрахунок основних параметрів багатоківшевих роторних траншейних екскаваторів

Поступальна швидкість робочого переміщення екскаватора визначається із залежності (13.3).

Радіус ротора по зубах ковша дорівнює

$$R_{p.к} = 0,9 H_{\max}, \quad (13.88)$$

де H_{\max} - максимальна глибина траншеї.

Частота обертання і колова швидкість ротора визначається із наступних умов:

- а) частота обертання ротора повинна бути такою, щоб забезпечити гравітаційне розвантажування ковшів;
- б) траєкторія ґрунту, що падає, повинна вписуватися у зону розвантаження на конвеєр;
- в) ґрунт повинен встигнути вивантажитися із ковша раніше, ніж ківш пройде зону розвантаження.

Критична частота обертання визначається із умови рівності сили ваги і відцентрової сили, які діють на частинку ґрунту у крайньому вертикальному положенні ковша. Із цієї умови маємо

$$\omega_{кр} = \frac{3,0}{\sqrt{R_{p.к}}}, \text{ с}^{-1}, \quad (13.89)$$

де $R_{p.к}$ - радіус ротора, м.

Звичайно максимальна частота обертання ротора дорівнює

$$\omega_p = (0,5 \dots 0,6) \omega_{kp} = \frac{1,5 \dots 1,8}{\sqrt{R_{p,k}}} . \quad (13.90)$$

Тоді колова швидкість по різальній кромці ковша дорівнює

$$\mathcal{G}_{p,k} = R_{p,k} \omega_p , \quad (\mathcal{G}_{p,k} = 1,6 \dots 2,7 \text{ м/с}). \quad (13.91)$$

Кут початку розвантаження $\varphi_{n,p}$ визначається за наступною залежністю

$$\varphi_{n,p} = \arcsin \frac{R_{p,k} \omega_p^2}{g} , \quad (13.92)$$

де g - прискорення земного тяжіння ($g=9,81 \text{ м/с}^2$).

Тоді величина сектора розвантаження дорівнює

$$\varphi_{c,p} = 180^\circ - \arcsin \frac{R_{p,k} \omega_p^2}{g} . \quad (13.93)$$

Звичайно $\varphi_{c,p} = 60 \dots 120^\circ$.

Час проходження ковша у зоні розвантаження дорівнює

$$t_p = \frac{\varphi_{c,p}}{2\pi} \cdot \frac{\pi D_{p,k}}{\mathcal{G}_{p,k}} = \frac{\varphi_{c,p}}{2\pi} \cdot \frac{2\pi R_{p,k}}{\omega_p R_{p,k}} = \frac{\varphi_{c,p}}{\omega_p} , \text{ с.} \quad (13.94)$$

Необхідно, щоб час проходження ковша у зоні розвантаження був більший за час вивантаження ґрунту із ковша, тобто $t_p > t_\theta \approx 0,7 \sqrt{h_k}$, де h_k - висота ковша, м; $h_k \leq (0,5 \dots 0,6)B$.

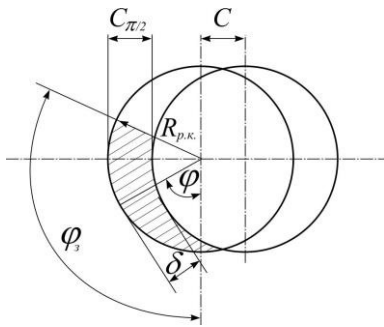


Рис. 13.14. Форма стружки, що зрізується ковшем роторного екскаватора

Місткість і розміри ковшів визначаються об'ємом стружки ґрунту, що зрізується. Відомо, що товщина стружки δ у залежності від переміщення ковша у забої змінюється відповідно до закону (рис. 13.14)

$$\delta = C_{\pi/2} \sin \varphi , \quad (13.95)$$

де: δ - товщина стружки, що зрізується, м; $C_{\pi/2}$ - горизонтальна подача на один ківш при його повороті у забої на кут $\pi/2$, м; φ - кут повороту ковша у забої, рад.

У загальному випадку подача на ківш дорівнює

$$C_\varphi = \frac{\mathcal{G}_e}{\omega_p} \varphi , \quad (13.96)$$

де: \mathcal{G}_e - поступальна швидкість переміщення екскаватора, м/с; ω_p - частота обертання ротора, с^{-1} .

Якщо у забої знаходиться m_3 ковшів, то горизонтальна подача на один ківш дорівнює

$$C_{\pi/2} = \frac{\mathcal{G}_e \pi}{\omega_p m_3 2} = \frac{\Pi_{mex}}{240 B H m_3 n_p} , \text{ м} \quad (13.97)$$

де n_p - частота обертання ротора, об/хв.

Тоді об'єм стружки, що знімається одним ковшем, дорівнює (див. рис. 13.14).

$$\begin{aligned} q_c &= \int_0^{\varphi_3} \delta b_k dL_p = \int_0^{\varphi_3} C_{\pi/2} b_k R_{p,k} \sin \varphi d\varphi = \\ &= 2 C_{\pi/2} b_k R_{p,k} \sin^2 \frac{\varphi_3}{2} = \frac{\Pi_{mex}}{120 B H m_3 n_p} b_k R_{p,k} \sin^2 \frac{\varphi_3}{2} , \text{ м}^3 \end{aligned} \quad (13.98)$$

де: b_k - ширина стружки, що зрізується, дорівнює ширині ковша ($b_k=0,9B$), м; φ_3 - кут забою, рад.

$$\varphi_3 = \frac{\pi}{2} + \arcsin \frac{0,1H}{R_{p,k}}. \quad (13.99)$$

Тоді місткість ковша дорівнює

$$q_k = q_c \frac{k_p}{k_n} = \frac{\Pi_{mex} k_p}{120 B H m_3 n_p k_n} b_k R_{p,k} \sin^2 \frac{\varphi_3}{2}, \text{ м}^3 \quad (13.100)$$

де k_p, k_n - коефіцієнти розпушення ґрунту і наповнення ковша.

З іншої сторони відомо, що $q_k = 0,75 b_k h_k l_k$, де: h_k - висота ковша ($C_{\pi/2} < h_k \leq (0,5 \dots 0,6) B$); l_k - довжина ковша

$$l_k = \frac{q_k}{0,75 b_k h_k}. \quad (13.101)$$

Крок розміщення та кількість ковшів, що знаходяться у забої, відповідно дорівнюють

$$\tau_k = l_k + S = \frac{q_k}{0,75 b_k h_k} + S, \quad (13.102)$$

$$m_3 = \frac{\varphi_3}{2\pi} \cdot \frac{\pi(D_{p,k} - 2h_k)}{\tau_k} = \frac{0,75 b_k h_k D_0 \varphi_3}{1,5 b_k h_k S + 2q_k}, \quad (13.103)$$

де: S - міжківшева відстань; D_0 - діаметр обичайки ротора.

З метою зниження динамічних навантажень на ротор міжківшева відстань повинна бути мінімальною. Вона визначається графічно із умови гравітаційного розвантаження точкою перетину траєкторії польоту частинок ґрунту, які розташовані на зовнішньому радіусі ковша з обичайкою ротора (рис. 13.15).

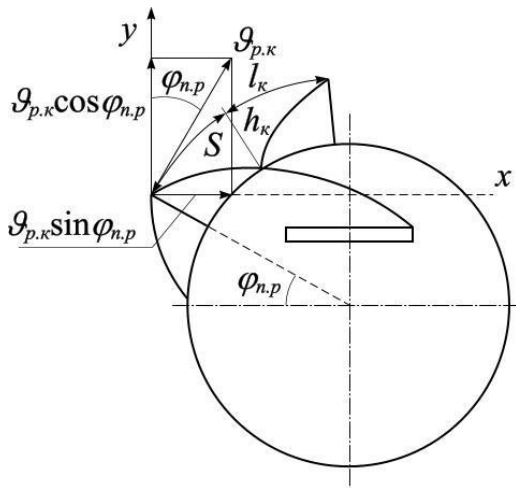


Рис. 13.15. Розрахункова схема для визначення міжківшевої відстані

Отриману місткість ковша q_k (м³) необхідно перевести в літри і заокруглити у більшу сторону до цілого числа.

Загальна кількість ковшів на роторі дорівнює $m_k = \frac{\pi D_0}{\tau_k}$, яку потрібно заокруглити до цілого меншого числа, а потім уточнити крок розміщення ковшів з урахуванням заокруглення і частоту обертання ротора (об/хв.)

$$n_p = \frac{\Pi_{mex} k_p}{0,06 q_k m_k k_n}, \text{ хв.}^{-1} \quad (13.105)$$

На рис. 13.16 приведені графіки для визначення міжківшевої відстані S у залежності від висоти ковша h_k і колової швидкості ротора по різальних кромках ковша $\vartheta_{p,k}$.

На закінчення з урахуванням вище сказаного, вираз для місткості ковша запишеться у вигляді

$$q_k = \frac{1,5 b_k h_k S}{\frac{90 B H D_0 h_k n_p \varphi_3 k_n}{\Pi_{mex} R_{p,k} \sin^2 \frac{\varphi_3}{2} k_p} - 2}, \text{ м}^3. \quad (13.104)$$

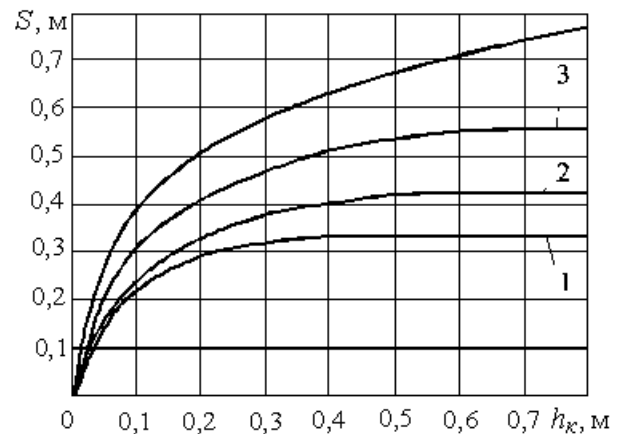
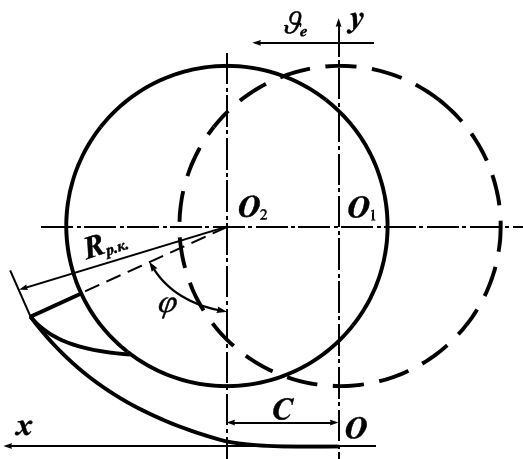


Рис. 13.16. Графіки для визначення міжківшевої відстані:

1) - $\vartheta_{p,k} = 1,8$ м/с; 2) - $\vartheta_{p,k} = 2,0$ м/с; 3) - $\vartheta_{p,k} = 2,3$ м/с;
4) - $\vartheta_{p,k} = 2,6$ м/с

де q_k - місткість ковша в л.

Траєкторія руху ковшів (рис. 13.17) визначається системою рівнянь



$$\begin{cases} x = R_{p.k} \sin \varphi + \frac{g_e}{\omega_p} \varphi; \\ y = R_{p.k} (1 - \cos \varphi). \end{cases} \quad (13.106)$$

13.14. Тяговий розрахунок багатоківшевого роторного екскаватора

Загальний опір при робочому русі машини складається із горизонтальної складової опору копанню ротором, опору коченню опорних коліс робочого органу і опору переміщенню базового тягача.

Визначимо опір копанню ротора. На ківш екскаватора, який знаходиться у забої, діють дотична P_τ і нормальна P_N складові зусилля

Рис. 13.17. Траєкторія руху різальної кромки ковша

$$P_\tau = k B \delta = k B C_{\pi/2} \sin \varphi, \quad (13.107)$$

$$P_N = 0,5 P_\tau, \quad (13.108)$$

де k - питомий опір копанню, кН/м^2 .

На кожний із ковшів, які знаходяться у забої, діють різні опори копанню, тому що ковші розташовані у різних точках по довжині забою, знімають стружку різної товщини. Максимальний опір буде діяти на ківш при його повороті на кут $\varphi = \pi/2$.

Сумарне дотичне зусилля опору копанню дорівнює

$$\sum P_\tau = k B C_{\pi/2} \left[1 + \sin \left(\frac{\pi}{2} - \Delta\varphi \right) + \sin \left(\frac{\pi}{2} - 2\Delta\varphi \right) + \dots + \sin \left(\frac{\pi}{2} - m_3 \Delta\varphi \right) \right], \quad (13.109)$$

де $\Delta\varphi$ - кутовий крок розміщення ковшів на роторі ($\Delta\varphi = \frac{2\pi}{m_3}$).

Визначимо зусилля, які діють при копанні на тягач і опорне колесо. Схема дії сил на робоче обладнання і тягач показана на рис. 13.18, яку потрібно викреслювати на міліметровому папері у масштабі з одночасною компоновкою основних вузлів робочого обладнання, щоб можна було заміряти плечі сил, які діють на тягач, робочий орган і опору. При цьому один із ковшів у забої потрібно розташувати повернутим на кут $\varphi = \pi/2$.

Зусилля, які діють на передній шарнір А і заднє опорне колесо В, визначаються із 3-ох рівнянь рівноваги

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0 \text{ (визначає } R_B), \\ \sum x &= 0 \text{ (визначає } H_A), \\ \sum y &= 0 \text{ (визначає } V_A), \end{aligned} \quad (13.110)$$

де H_A , V_A і R_B - реакції, які діють у передньому шарнірі і на задню опору.

При цьому необхідно знати сили ваги основних вузлів роторних екскаваторів, які визначаються наступними емпіричними залежностями:

- металоконструкція ротора

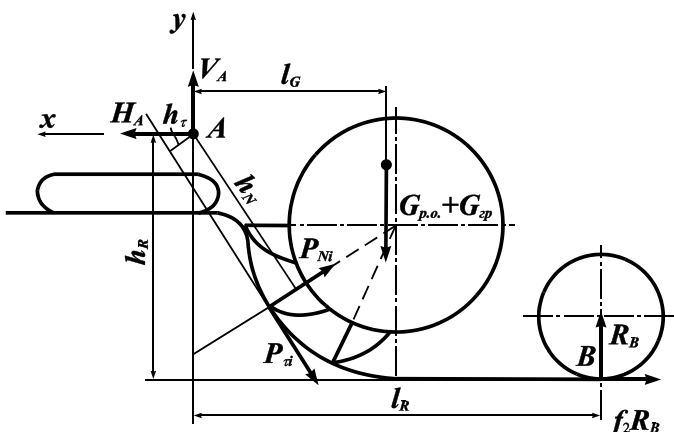


Рис. 13.18. Схема дії сил на екскаватор у робочому положенні

$$G_m = (1,10 \dots 1,48) D_{p.k}^2, \text{ кН}, \quad (13.111)$$

- обичайка ротора

$$G_0 = 6,2 D_{p.k} \sqrt{q_k}, \text{ кН}, \quad (13.112)$$

де q_k - місткість ковша, м^3 ;

- ківш

$$G_k = (0,31 \dots 0,35) q_k \sqrt{k}, \text{ кН}, \quad (13.113)$$

де k - питомий опір копанню, кН/м^2 ;

- привод ротора

$$G_{np} = 0,087 M_p \sqrt[3]{i}, \text{ кН}, \quad (13.114)$$

де: M_p - крутний момент на роторі, $\text{кН}\cdot\text{м}$; i - передаточне число привода ($i = n_{\partial\theta}/n_p$);
розвантажувальний конвеєр з ґрунтом

$$G_{конв} = \left(\frac{250 q_{k+zp}}{162 - L} - q_{zp} \right) L, \text{ кН}, \quad (13.115)$$

де q_{k+zp} - сумарне погонне навантаження на металоконструкцію від рухомих частин конвеєра q_k (див. табл. 13.4) і ґрунту, кН/м

$$q_{zp} = \frac{\Pi_{тех} \gamma}{3,6 \cdot 10^6 \vartheta_{стр}}, \quad (13.116)$$

де: L - довжина конвеєра, м ; $\Pi_{тех}$ - технічна продуктивність екскаватора, $\text{м}^3/\text{год.}$; γ - об'ємна маса ґрунту, кг/м^3 ; $\vartheta_{стр}$ - швидкість стрічки конвеєра, м/с .

$$G_{p.o} = G_m + G_0 + G_k m_k + G_{np} + G_{конв}. \quad (13.117)$$

Сила ваги роторного траншеєкопача

$$G_{тр} = (9 \dots 11) \Pi_{тех} k, \text{ кН}. \quad (13.118)$$

Коефіцієнт опору опорного колеса (для напівпричіпних екскаваторів) $f_2 = 0,1 \dots 0,25$.

Тягове зусилля, яке необхідне для переміщення робочого обладнання по горизонтальній ділянці

$$T_{p.o} = H_A + f_1 V_A, \text{ кН}, \quad (13.119)$$

де f_1 - коефіцієнт опору переміщення гусеничного рушія ($f_1 = 0,1 \dots 0,15$).

Кінематичний розрахунок проводиться аналогічно як і для багатоківшевих ланцюгових екскаваторів.

13.15. Розрахунок балансу потужності двигуна

Витрати потужності на привод робочого обладнання

$$N_{p.o} = N_p + N_{конв} + N_{гидр} + N_{пер}^{p.o}, \quad (13.120)$$

де: N_p - потужність, що необхідна на привод ротора; $N_{конв}$ - потужність, що затрачується на привод стрічкового конвеєра; $N_{гидр}$ - потужність, що необхідна для гідропривода; $N_{пер}^{p.o}$ - потужність, що затрачується на переміщення робочого обладнання

$$N_p = \frac{1}{\eta_p} (N_{кон} + N_{роз} + N_{нид}), \quad (13.121)$$

де η - ККД трансмісії привода ротора відповідно кінематичній схемі.

Потужність, що необхідна для копання ґрунту, дорівнює

$$N_{кон} = \frac{k \Pi_{тех}}{3600}, \text{ кВт}, \quad (13.122)$$

де: k - коефіцієнт питомого опору копанню, кН/м^2 (див. табл. 13.7); $\Pi_{тех}$ - технічна продуктивність екскаватора, $\text{м}^3/\text{год.}$

Потужність, що затрачується на подолання сил інерції ґрунту, який поступає у ковші ротора

$$N_{роз} = \frac{P_{мех} \gamma g_{p.к}^2}{7,2 \cdot 10^6}, \text{ кВт.} \quad (13.123)$$

Потужність, що необхідна на підйом ґрунту

$$N_{нід} = \frac{P_{мех} \gamma g}{3,6 \cdot 10^6} \left(\frac{H}{2} + H_0 \right), \text{ кВт,} \quad (13.124)$$

де H_0 - відстань від поверхні землі до точки вивантаження.

Потужність, що витрачається на привод стрічкового конвеєра та привод гідронасосів визначається за формулами (13.39, 13.43).

Потужність, що необхідна для переміщення робочого обладнання

$$N_{пер}^{p.o} = \frac{T_{p.o} g_e}{\eta_{x.o} \eta_{mp}}, \text{ кВт,} \quad (13.125)$$

де: $\eta_{x.o}$ - ККД ходового обладнання (для гусеничного $\eta_{x.o}=0,8...0,9$); η_{mp} - ККД привода ходового обладнання відповідно вибраній кінематичній схемі.

Відповідно потужності, що витрачається на привод робочого обладнання, підбирається двигун і базовий тягач. При цьому повинна виконуватися умова $N_{об} > N_{p.o}$. Потім необхідно врахувати витрати потужності двигуна на переміщення базового тягача тобто

$$N_{\Sigma} = N_p + N_{конв} + N_{зідр} + N_{пер}, \quad (13.126)$$

де $N_{пер}$ - потужність, що необхідна для робочого переміщення екскаватора

$$N_{пер} = \frac{[H_A + f_1(G_T + V_A)]g_e}{\eta_{x.o} \eta_{mp}}, \text{ кВт,} \quad (13.127)$$

де G_T - сила ваги базового тягача (підбраного).

Максимальна швидкість екскаватора у транспортному режимі дорівнює

$$g_{max} = \frac{N_{об} \eta_{x.o} \eta_{mp}}{f_1(G_T + V_A^{mp}) + f_2 R_B^{mp}}, \text{ м/с,} \quad (13.128)$$

де: V_A^{mp} - вертикальна складова зусилля у шарнірі від робочого обладнання у транспортному положенні екскаватора; R_B^{mp} - реакція на опорне колесо напівпричепа у транспортному положенні.

13.16. Визначення уклону для екскаватора та перевірка зчпного зусилля ходового обладнання

Уклон, на який може переміщатися екскаватор у робочому положенні за рахунок додаткового тягового зусилля визначається за залежністю (13.51), а для транспортного режиму – за залежністю (13.56).

Перевірка по зчпному зусиллю рушія у робочому положенні при русі під уклон

$$G_{зч} \varphi_{зч} \geq H_A + f_1(G_T + V_A) + T_{доод}, \quad (13.129)$$

де: $\varphi_{зч}$ - коефіцієнт зчеплення ходового обладнання рушія з ґрунтом (для гусеничного - $\varphi_{зч}^{max} = 0,85...0,95$, для пневмоколісного - $\varphi_{зч}^{max} = 0,8...0,9$); $G_{зч}$ - зчпна вага екскаватора.

Звідки

$$G_{зч} = (G_T + G_{np}) \cos \alpha_{p.x} + V_{A\alpha_{p.x}}, \quad (13.130)$$

де: $V_{A\alpha_{p.x}}$ - вертикальна складова зусилля у шарнірі від робочого обладнання при його робочому переміщенні на уклон (визначається із рівняння рівноваги всіх сил на перпендикулярну до похиленої поверхні вісь); G_{np} - сила ваги противаги.

Противага підбирається у тому випадку, якщо вище приведена нерівність (13.52) не виконується при $G_{np}=0$.

Тоді

$$G_{np} \geq \frac{H_A + f_1(G_T + V_A) + T_{доо}}{\varphi_{зч} \cos \alpha_{p.x}} - \frac{V_A \alpha_{p.x}}{\cos \alpha_{p.x}} - G_T, \quad (13.131)$$

13.17. Статичний розрахунок

У задачу статичного розрахунку багатоківшевих екскаваторів входить визначення коефіцієнтів стійкості для транспортного і робочого руху машини, маси противаги, якщо це необхідно, і величини питомого тиску на ґрунт ходового обладнання.

Умова стійкості багатоківшевих екскаваторів наступна

$$K_{ст} = \frac{\sum M_{ymp}}{\sum M_{nep}} \geq 1,3 \dots 1,4, \quad (13.132)$$

де: $K_{ст}$ - коефіцієнт стійкості; $\sum M_{ymp}$ - сума всіх моментів сил, що утримують екскаватор відносно ребра перекидання; $\sum M_{nep}$ - сума всіх моментів сил, що перекидають екскаватор відносно ребра.

Умова стійкості повинна бути перевірена для транспортного руху машини при підйомі на уклон, кут якого $\alpha_{тах}$ визначений у підрозділі 13.8 і для робочого руху на уклон з кутом $\alpha_{р.х.}$ (див. п. 13.8). Якщо ж умова стійкості не виконується, то слід визначити кути $\alpha_{тах}$ і $\alpha_{р.х.}$ із умови стійкості

$$\frac{\sum M_{ymp}(\alpha)}{\sum M_{nep}(\alpha)} = 1,3 \dots 1,4. \quad (13.133)$$

Із цього рівняння визначаються необхідні кути підйому. Якщо кути підйому від'ємні, то необхідно визначити із умови стійкості достатню масу противаги.

Тоді

$$\alpha_{р.х.} = \arcsin \frac{T_{доп}}{G_{ек} + G_{np}}, \quad (13.134)$$

де G_{np} - сила ваги противаги.

13.18. Основні напрямки розвитку конструкцій траншейних екскаваторів

Основні напрямки удосконалення конструкцій траншейних екскаваторів наступні:

1. Створення спеціальних конструкцій екскаваторів з двигунами підвищеної одиничної потужності для роботи в особливо важких ґрунтових умовах (у скальних і мерзлих ґрунтах).
2. Створення нових конструкцій ковшів і спеціальних очисників, які забезпечують примусове очищення ковшів при роботі на липких ґрунтах.
3. Створення нових конструкцій зубів і насадок до них, які підвищують надійність і довговічність, особливо для роботи в особливо міцних або високо абразивних ґрунтах.
4. Створення автоматизованих систем керування, які включають лазерні пристрої і забезпечують розробку траншей із заданим похилом дна, наприклад, на об'єктах меліоративного будівництва.
5. Забезпечення комфортних умов роботи для машиніста шляхом зниження рівня шуму і вібрації на робочому місці.
6. Використання гідропривода для трансмісій траншейних екскаваторів.
7. Підвищення надійності і довговічності всіх вузлів і агрегатів, зниження витрат на експлуатацію, ремонт і технічне обслуговування.

Контрольні питання

1. Класифікація і індексація багатоківшевих екскаваторів.

2. Конструкція траншейних ланцюгових екскаваторів.
3. Конструкція траншейних роторних екскаваторів.
4. Вибір та розрахунок основних параметрів багатоківшевих ланцюгових екскаваторів.
5. Розрахунок основних параметрів стрічкового конвеєра.
6. Тяговий розрахунок багатоківшевого ланцюгового екскаватора.
7. Розрахунок основних параметрів ланцюгових скребкових траншейних екскаваторів.
8. Розрахунок основних параметрів багатоківшевих роторних траншейних екскаваторів.
9. Тяговий розрахунок багатоківшевого роторного екскаватора.
10. Розрахунок балансу потужності двигуна.
11. Статичний розрахунок багатоківшевих траншейних екскаваторів.
12. Основні напрямки розвитку конструкцій траншейних екскаваторів.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

14. БАГАТОКІВШЕВІ КАР'ЄРНІ ЕКСКАВАТОРИ

Землерийні машини неперервної дії - багатоківшеві екскаватори розрізняють за типом робочого органа і характером переміщення його в просторі.

За типом робочого органа багатоківшеві екскаватори бувають: ланцюговими, скребково-ківшевими, роторними, з безківшевим фрезерним робочим органом.

За характером руху робочого органа:

- екскаватори поздовжнього копання, у яких напрямок робочого руху (ротора, ланцюга) співпадає з напрямком їх переміщення;

- екскаватори поперечного копання (зазвичай з нерухомою платформою), в яких напрямок робочого руху (ротора, ланцюга, скребка) перпендикулярний до напрямку їх переміщення;

- екскаватори радіального копання, в яких робочий орган (ротор, ківшевий ланцюг) разом з платформою повертається відносно бази машини.

На відкритих розробках використовуються переважно роторні та ланцюгові екскаватори поперечного і радіального копання. Ці екскаватори використовуються на однотипних роботах великого об'єму, зосереджених у одному місці або на великій відстані.

Екскаватори поздовжнього копання представлені групою фрезерних, траншейних і землерийних машин.

Останні два види відносяться до будівельних.

14.1. Класифікація ланцюгових кар'єрних екскаваторів

Ланцюговий екскаватор - самохідна виїмково-вантажна машина безперервної дії на залізничному (рейковому), гусеничному або рідше крокуючому ходу з поворотною або неповотною платформою, призначена для ведення розкривних або видобувних робіт, видобутку нижнім або верхнім копанням в породах або вугіллі невисокої міцності.

До основних переваг ланцюгових екскаваторів у порівнянні з роторними відносять: можливість роботи верхнім і особливо нижнім копанням; якісне планування робочого горизонту під будь-яким кутом залягання; можливість розробки дуже тонких пластів; низька грудкуватість розроблюваної маси; рівномірне навантаження на вал привода ківшевого ланцюга, що практично не має коливань з частотою, рівною частоті коливань виходу-входу ковшів із забою; відсутність вираженого багаточастотного спектру коливань конструкцій екскаватора в цілому, який властивий, наприклад, роторним машинам.

У основному ланцюгові екскаватори виготовляють повноповоротними з шарнірно-зчленованими ківшевими рамами, призначеними для роботи верхнім і нижнім копанням на гусеничному (ERs) або рейковому (Es) ходу.

Маркування екскаватора, наприклад Es-4500.27/28.14500, розшифровується таким чином: ланцюговий повноповоротний екскаватор на залізничному ходу з ковшами місткістю 4500 л, висотою 27 і глибиною копання 28 м, теоретичною продуктивністю 14500 м³/рік за розпушеною масою.

Ланцюгові екскаватори ФРН компонують за шести принциповими схемами (рис. 14.1). Повноповоротні ланцюгові екскаватори верхнього і нижнього копання на рейковому ходу (Ds і Es) відрізняються конструкцією розвантажувального пристрою, що здійснює розвантаження через бункер, розташований в нижній рамі (рис. 14.1, а), або через консольний неповоротний конвеєр (рис. 14.1, б).

За двома іншими схемами виготовляють ланцюгові екскаватори з гусеничним ходовим обладнанням. Малі екскаватори (ERs-250) мають неповоротний розвантажувальний конвеєр (рис. 14.1, в). Найбільш потужні моделі (ERs-2240 і ERs-3150) компонуються з розвантажувальним мостом (рис. 14.1, є).

Решта моделей (ERs-500, ERs-560, ERs-710, ERs-900, ERs-1120 і ERs-1600) виготовляють з повноповоротними повністю врівноваженими консольними конвеєрами

(рис. 14.1, *з*) або з консольною стрілою, що утворює відвал (рис. 14.1, *д*).

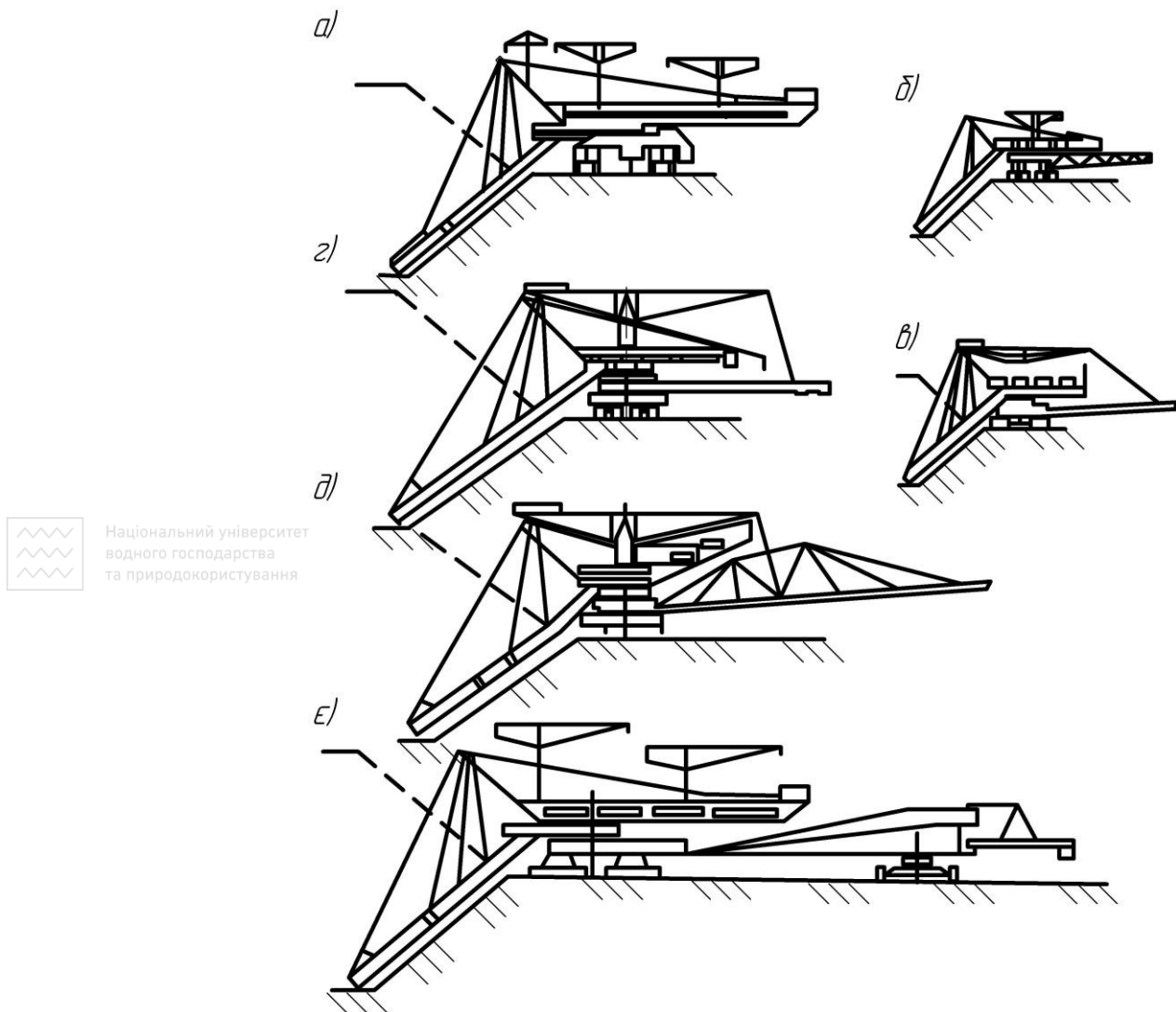


Рис. 14.1. Схеми компонування ланцюгових екскаваторів Німеччини:

а - з розвантаженням через бункер; *б* - з консольним неповоротним конвеєром; *в* - малі з консольним неповоротним конвеєром; *г* - з повноповоротними повністю врівноваженими консольними конвеєрами; *д* - з консольною стрілою, що утворює відвал; *е* - з розвантажувальним мостом

Розрахункові питомі зусилля копання, віднесені до довжини ріжучої кромки ланцюгових екскаваторів з гусеничним ходовим обладнанням, складають 35...90 кН/м, а на рейковому 70...100 кН/м, досягаючи 180 кН/м у деяких моделей спеціального виконання.

Багатоківшевий ланцюговий екскаватор (рис. 14.2) зачерпує гірську породу ковшами 1, закріпленими на нескінченному ланцюгу, що рухається по ківшевій рамі 2 і приводиться в рух приводною зірочкою 3. Рухаючись по забою від низу до верху, ковші заповнюються гірською породою і транспортують її по приймальному жолобу 4 до приводної зірочки, де вони перекидаються. Порода завантажується в бункер або на приймальні проміжні конвеєри, звідки вона через завантажувальні пристрої подається у вагони або на магістральний конвеєр.

Виконавчий орган при відокремленні стружки від масиву рухається в горизонтальній і вертикальній площинах (рис. 14.2). Основні робочі рухи - прямолінійний рух ковша в площині малюнка, який визначається швидкістю різання \mathcal{Q}_p , і поперечна подача ківшевої рами \mathcal{Q}_x (або транспортна швидкість екскаватора, якщо він працює поперечним копанням).

Ланцюгові екскаватори поперечного копання розрізняють:

за взаємним розташуванням екскаватора і забою:

- екскаватори нижнього копання (забій розташований нижче рівня пересування екскаватора) і екскаватори верхнього копання (забій вище рівня пересування екскаватора); в сучасних моделях екскаваторів робоче обладнання легко перебудовується з верхнього копання на нижнє і навпаки (рис. 14.2) поворотом ланок ківшевої рами; розробка забою верхнім копанням менш енергоємна, однак для верхнього копання в більшості випадків раціональніше застосовувати роторні екскаватори;

за конструкцією робочого обладнання:



- з жорстко направленим ківшевим ланцюгом;
- з вільно провисаючою нижньою гілкою ківшевого ланцюга і комбіновані;

за способом подачі робочого органа в забій:

- віяльного або паралельного копання. Сучасні екскаватори залежно від конструктивного виконання ківшевої рами і машини в цілому можуть працювати тим або іншим способом. При паралельному копанні (рис. 14.3, б-г) знімається стружка однакової товщини t по всій довжині забою (ківшевої рами); а при віяльному копанні - стружка трикутного поперечного перетину (рис. 14.3, а) з максимальною товщиною у кінця ківшевої рами і мінімальною - поблизу екскаватора;

за конструкцією розвантажувальних пристроїв - з центральним розвантажувальним бункером і безпосереднім навантаженням на транспорт і з консольними стрічковими розвантажувальними конвеєрами (рис. 14.2). Розвантажувальні консолі встановлюють в основному на гусеничних машинах. У екскаваторів з рейковим ходом рухомий транспорт, як правило, пропускають під корпусом машини через портал, на якому встановлені бункери і навантажувальні пристрої. Екскаватори називають однопортальними, якщо під ними проходить один залізничний транспортний шлях і двопортальними - якщо два шляхи. Однією з вагомих особливостей роботи великих багатоківшевих екскаваторів (за умови відвантаження гірської маси на залізничний транспорт) є те, що під час роботи по спеціальній рейковій колії рухається сам екскаватор, а не завантажений ним залізничний потяг;

за способом зв'язку робочого органа з ходовим візком - неповоротні і поворотні. По перше, робоче обладнання жорстко зв'язане в горизонтальній площині з корпусом і ходовою частиною, у зв'язку з чим рух екскаватора строго орієнтований щодо площини ківшевої рами. По друге, верхня платформа з робочим обладнанням може повертатися щодо ходового обладнання в горизонтальній площині на деякий кут або на 360° . Сучасні ланцюгові екскаватори - поворотні; за ходовим обладнанням - з рейковим, гусеничним, рейково-гусеничним і крокуючим (з внутрішнім опорним башмаком) ходом. У наш час

ланцюгові екскаватори виготовляють на гусеничному (див. рис. 14.1, в-є) або, частіше, на рейковому (див. рис. 14.1, а-б) ходу.

Робоче обладнання ланцюгового багатоківшевого екскаватора складається з ківшевої рами з підвіскою, ланцюга, що має 20...60 ковшів, і привода.

Ківшева рама, як правило, має ланцюг, що жорстко напрямляється. Екскаватори з таким ланцюгом застосовують для роботи в однорідних ґрунтах або на плануванні укосів. Рами з напрямними для ланцюгів забезпечують повне наповнення ковшів і дозволяють працювати з великою глибиною копання.

Рама з нижньою гілкою ланцюга, що вільно висить, має більш високий ККД, причому на ланцюг діють менші динамічні навантаження при роботі в породах з твердими включеннями, що обумовлено можливістю ковшів обходити перешкоди.

Верхня частина ківшевої рами розташовується в приймальному жолобі, який опускається до бровки забою і служить для підйому навантажених ковшів до місця розвантаження на приводній зірочці. Решта частини рами, що підтримує холосту гілку і що направляє робочу гілку, обов'язково має шарнір на виході з приймального жолоба, необхідний для зміни її нахилу на кут $55...60^\circ$ від горизонталі в обидві сторони (для роботи верхнім й нижнім черпанням).

За наявністю одного шарніра *A* (рис. 14.3, а) і нерухомої верхньої частини *B* ківшевої рами розробку ведуть віяльним способом - з поступовим (після кожного проходу екскаватора по фронту забою) опусканням ківшевої рами, що забезпечує змінний перетин стружки на шляху різання. Після останнього проходу рама знову піднімається, екскаватор переміщується з точки *O* в точку *O'* на відстань $a=1,5...6$ м і робота виконується у тому ж порядку.

При рухомій верхній частині *B* (рис. 14.3, б) або ж за наявності короткої проміжної ланки *AD* (рис. 14.3, в) вдається здійснювати переміщення рами як при нижньому, так і при верхньому копанні. Наявність плануючої ланки *C* (рис. 14.3, в, г) на кінці рами дозволяє якісно зачищувати підшву уступу, не залишаючи на ній гребінців. Ківшева рама може мати до шести шарнірів, що дозволяє проводити селективний відрібок складноструктурованих забоїв. На верхньому кінці рами встановлюють провідні (шести-восьми- або десятигранні) зірочки, а на нижньому - направляючі колеса.

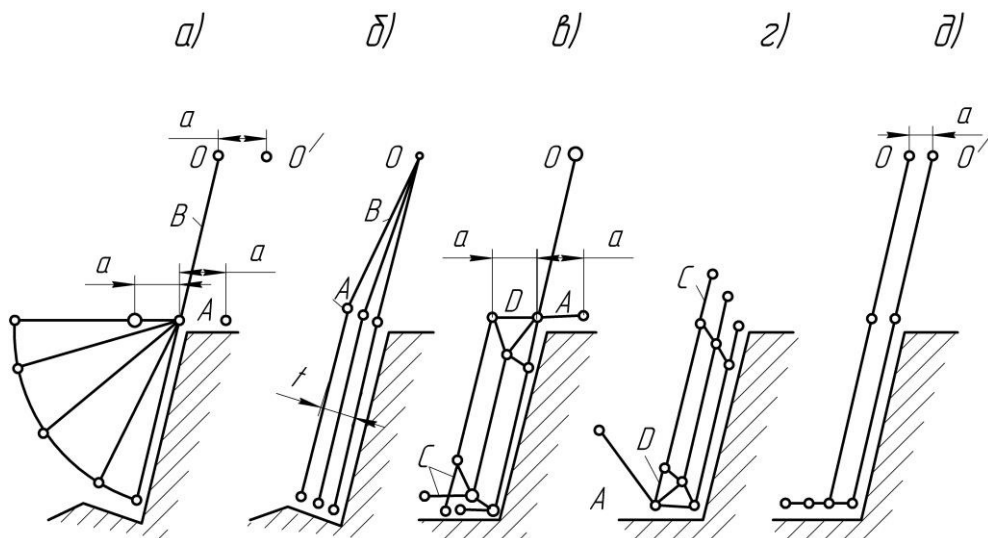


Рис. 14.3. Схеми переміщення ківшевої рами:

а - віяльного; б - паралельного (для рами з короткою середньою і плануючою ланками); в - паралельного (для рами з проміжною і плануючою ланками); г - паралельного (для рами з короткою середньою ланкою при верхньому копанні); д - паралельного (для рами з переміщенням точки кріплення *O* відносно ходової частини)

Підвіска рами складається з системи поліспастів, що утримують раму в потрібному положенні. Жорстка рама шарнірно з'єднана з корпусом екскаватора і за вільний кінець

підвішена до укосини. Шарнірна рама підвішена за кожен шарнір. Змінюючи довжину окремих підвісок, можна надавати рамі бажаний вигин.

Для зменшення втрат породи з ковшів після виходу їх із забою використовують приймальний жолоб. Для виключення контакту між ковшами і жолобом при коливаннях рами останній повинен мати розтруб на вході, що забезпечує зазор до 80 мм між ковшем і основною частиною жолоба. Відстань від кромки жолоба до бровки забою не повинна перевищувати 25...40 мм. Для регулювання цієї відстані застосовують телескопічну конструкцію жолоба, нижня частина якого може висуватися на 100...300 мм.

Ковші кріпляться до ланок ланцюга, які називаються робочими. Між робочими ланками знаходиться від чотирьох до восьми холостих ланок. За числом холостих ланок між ковшами бувають чотири-, шести- і восьмиланкові ланцюги. Найбільш поширені чотириланкові ланцюги. Кроком ланцюга (довжиною ланки) і числом холостих ланок визначається відстань між ковшами. Чим щільніша порода, яка розробляється екскаватором і чим більша місткість ковша, тим більшим повинен бути крок ланцюга і число холостих ланок. Ланки ланцюгів виготовляють литими або кованими.

Термін служби ланцюга залежно від абразивності породи змінюється у широких межах - від 350 до 2600 год. і визначається, головним чином, довговічністю тонких (холостих) ланок. У перерахунку на видобуту гірську масу термін служби ланцюга складає 15...18 млн. м³.

Збільшення кроку ланцюга спричиняє також збільшення діаметра ведучої зірочки і крутного моменту на її приводному валу.

Ковші багатоківшевих ланцюгових екскаваторів виготовляють клепаними або зварними місткістю до 4500 л. Козирок ковшів - з марганцевистої сталі. Для запобігання запресовування породи бокові стінки ковша виконують паралельними, однак в цьому випадку доводиться збільшувати розмір козирка для того, щоб усунути торкання уступу хвостовою частиною ковша.

Бокові стінки ковша мають лапи, якими його кріплять до робочих ланок ланцюга.

Натяжний механізм, що встановлюється у направляючих коліс ківшевого ланцюга, служить для його натягу при зміні нахилу рами або плануючої ланки.

Привод ківшевого ланцюга у екскаваторів з ковшами місткістю до 1000 л здійснюється за допомогою робочого механізму, що складається з редуктора і електродвигуна, а у більш потужних екскаваторів - з двох електродвигунів і двох послідовно розміщених редукторів. Другий редуктор (планетарний) поєднується із запобіжною муфтою. На потужних екскаваторах, окрім основного привода ківшевого ланцюга, встановлюється ще і допоміжний, здатний пересувати ланцюг з швидкістю меншою, ніж номінальна у 15...20 разів. Цей привод необхідний для огляду, змазування і ремонту ланцюга.

Для запобігання ланцюга і ковшів від поломки при зустрічі з нездоланною перешкодою у кінематичну схему привода ківшевого ланцюга завжди включається запобіжний пристрій. У якості останнього використовують роликові, фрикційні (переважно пластинчасті) муфти, муфти-гальма з плаваючою рамою і затискними роликовими або колодковими ланками, які керуються важільною системою від пневмо- або гідроциліндрів.

На рис. 14.4 показана схема однодвигунового привода ківшевого ланцюга з планетарною запобіжною муфтою-гальмом.

Вал-втулка 1 з ведучими зірочками приводиться у рух від електродвигуна М1 через муфту 2, зубчасту передачу 3, велике

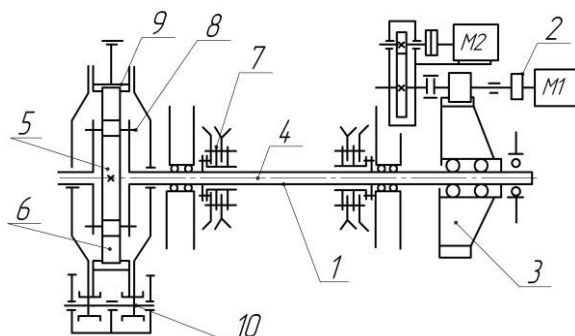


Рис. 14.4. Схема однодвигунового привода ківшевого ланцюга з планетарною муфтою-гальмом:

1 - вал - втулка; 2 - муфта; 3 - зубчаста передача; 4 - вал; 5 - сонячна шестерня; 6 - коронна шестерня; 7 - ланцюг; 8 - водило; 9 - зубчастий вінець; 10 - муфта-гальмо

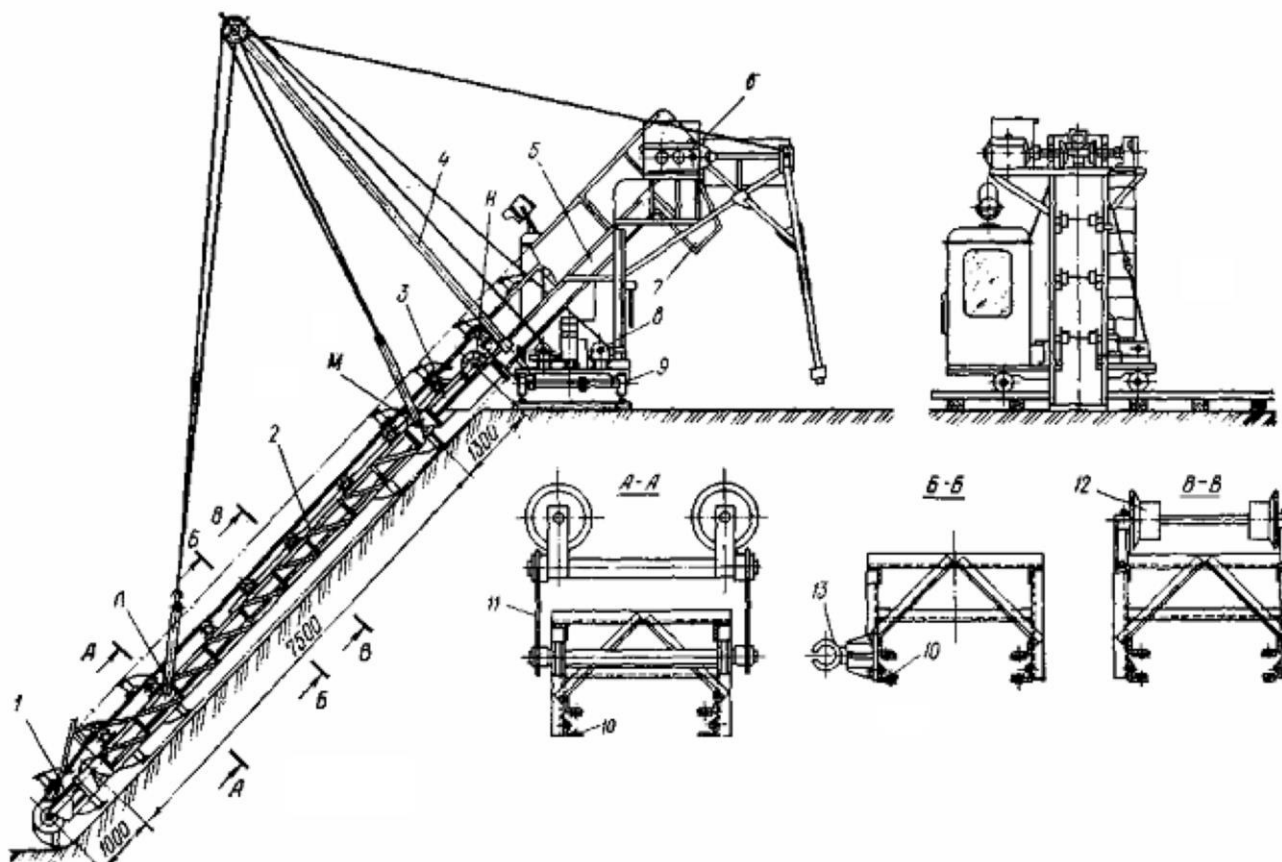
Застосовують Гідротехнічно

У екскав

направляющим

підвісками 11.

12. Від боков



1, 3 - НИЖ

привод кіл

направляючої штанги; L , M - точки нижньої і верхньої підвісок; H - точка з'єднання верхньої плануючої ланки з верхньою ківшевою рамою

Нижня рама 2 підвішена до стійки 4 в точках L і M двома поліспастами, які приводяться в дію двома барабанами і можуть вмикатися одночасно або окремо. При нижньому копанні нижня плануюча ланка 1 жорстко з'єднана з нижньою ківшевою рамою 2, а верхня 3 - з верхньою ківшевою рамою 5. При цьому вмиканням тільки одного поліспаста і опусканням точки L' (рис. 14.6, а) з первинного положення рами ML' до кінцевого ML здійснюється віяльне копання.

При одночасному опусканні поліспастами підвісок точок L' і M' (рис. 14.6, б) забезпечується паралельне первинному положенню поступове заглиблення нижньої рами на величину h . При верхньому копанні (рис. 14.6, в) верхня плануюча ланка в точці H з'єднується шарнірно з верхньою ківшевою рамою, а нижня ківшева рама піднята. При цьому паралельними переміщеннями підвісок в точках M і L забезпечується заглиблення ківшевої рами на товщину уступу.

Після того як товщина h знята (рис. 14.6, б, в), пересувають машину по відношенню до забою шляхом переміщення рейкових шляхів. Крок переміщення рейкових шляхів для екскаватора ЕМ-201А складає 0,8...1 м, для екскаватора ЕМ-251 - 1...1,5 м.

Нижня плануюча ланка по відношенню до нижньої рами може займати положення, вказане на рис. 14.6, а, тоді вона є її подовженням, або розташовується горизонтально (рис. 14.6, б). У першому випадку досягається найбільша глибина копання, у другому - зачистка дна виїмки і відсутність гребенів.

Особливості екскаватора ЕМ-251 - індивідуальний привод всіх механізмів, застосування відвального конвеєра для навантаження розробленого матеріалу в транспортні засоби і встановлення додаткової протитяги для забезпечення стійкості екскаватора при роботі з подовженою ківшевою рамою.

Кар'єрні екскаватори мають електричний багатомоторний привод всіх механізмів від електромережі кар'єрного господарства, завдяки чому їх трансмісії відрізняються простотою, а самі екскаватори надійні в роботі.

На нижній платформі екскаватора (рис. 14.7, а) розташовані механізми підйому ківше-

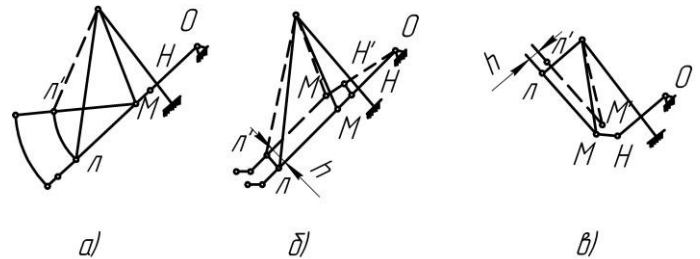


Рис. 14.6. Схеми роботи екскаватора поперечного копання:

а - нижнє віяльне копання, б - нижнє паралельне копання, в - верхнє копання; L , M , H - точки підвіски і з'єднання плануючої ланки з ківшевою рамою

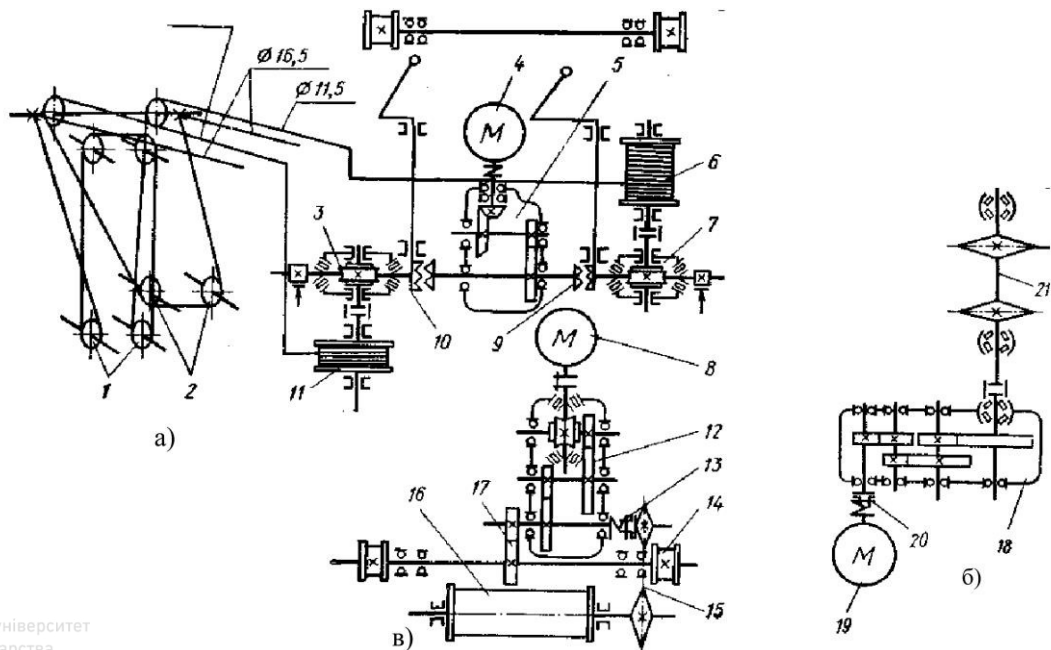


Рис. 14.7. Кінематична схема екскаватора ЕМ-201А:

а - механізму підйому і опускання робочого органа; *б* - привод робочого ланцюга; *в* - механізму пересування; 1, 2 - поліспасты підйому ківшевої рами; редуктори: 3, 7 - черв'ячні; 5 - механізму підйому ківшевої рами; 12 - приводу ходу; 18 - приводу робочого ланцюга; електродвигуни: 4 - привода механізмів підйому ківшевої рами; 8 - привода механізмів пересування; 19 - привода робочого ланцюга; 6, 11 - барабани механізму підйому ківшевої рами; 9, 10 - муфти; 13 - фрикційна муфта; 14 - ходове колесо; 15 - ланцюгова передача; 16 - кабельний барабан; 17 - зубчаста передача; 20 - запобіжна муфта; 21 - приводний вал
вої рами і пересування екскаватора, привод кабельного барабана. Підйом і опускання ківшевої рами здійснюється поліспастами 1 і 2 при навиванні або звиванні канатів на барабани 6 і 11. Ці барабани приводяться від електродвигуна 4 через редуктор 5 з двома вихідними валами, з'єднаними з черв'ячними редукторами 3 і 7 за допомогою кулачкових муфт 9 і 10, які керуються важелями з робочого місця машиніста. Якщо необхідно підняти або опустити ківшеву раму паралельно первинному положенню, вмикають обидві муфти; якщо потрібно підняти верхній або нижній кінець рами або повернути її у вертикальній площині, вмикають одну з муфт.

Редуктори 3 і 7 виконані з самогальмівними черв'ячними передачами і мають постійно діючі гальма. Це виключає їх провертання зусиллям каната на барабані: барабани обертаються тільки при вмиканні електродвигуна на підйом або спуск.

Механізм підйому ківшевої рами приводиться від електродвигуна через редуктор і черв'ячні редуктори. Для компенсації можливих перекосів барабани з'єднані з редукторами зубчастими муфтами.

Ківшевий ланцюг приводиться (рис. 14.7, б) від електродвигуна 19: через циліндричний редуктор 18 рух передається верхньому приводному валу 21. Положення ківшевого ланцюга фіксується електричним гальмом, яке автоматично вмикається при вимиканні електродвигуна.

На вхідному валі редуктора 18 встановлена муфта 20, яка спрацьовує при зустрічі ковшів з перешкодами і ківшевий ланцюг лишається нерухомим при працюючому електродвигуні. Щоб в цьому випадку не перевантажувався електродвигун, через деякий час (4...5 с) спрацьовує його захист і він вимикається. Таким чином вимикаються аварійні навантаження на елементи трансмісії при зустрічі ковшів з перешкодами.

Застосування індивідуального привода кожного механізму екскаватора ЕМ-251 дозволило спростити конструкцію екскаватора і його керування, застосувати стандартні редуктори (рис. 14.8).

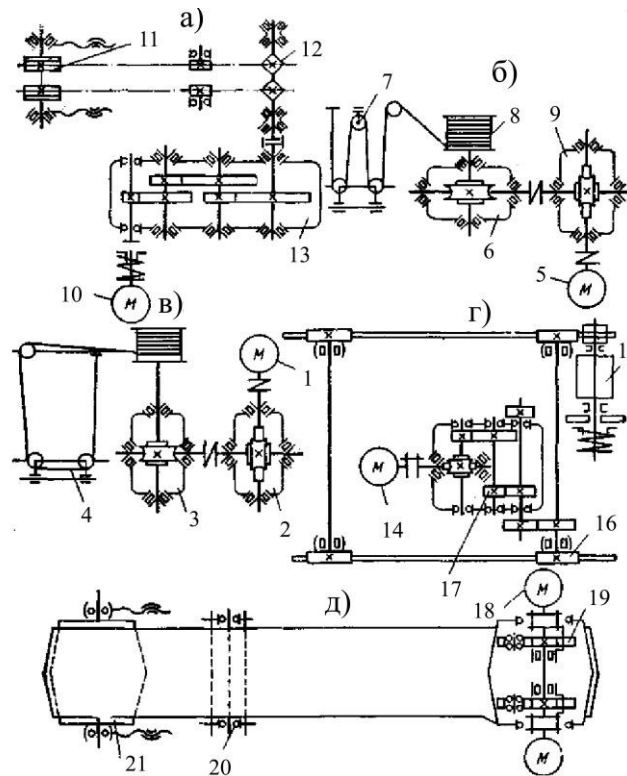


Рис. 14.8. Кінематична схема екскаватора ЕМ-251 приводи:

а - ківшевого ланцюга; *б* - підйому і опускання робочого органа; *в* - підйому і опускання плануючої ланки; *г* - хода; *д* - конвеєра; 1, 5, 10, 14, 18 - електродвигуни; редуктори 2, 3, 6, 9 - черв'ячні, 13 - циліндричні, П - комбіновані, 19 - планетарний; 4, 7 - поліспasti; 8 - барабан; 11 - механізм натягнення ківшевого ланцюга; 12 - приводний вал ківшевого ланцюга; 15 - кабельний барабан; 16 - ходове колесо; 20 - роликоопора; 21 - натяжний барабан конвеєра

Механізми підйому і опускання робочого органа складаються з електродвигуна 5, черв'ячних редукторів 6 і 9, барабана 8, еластичних муфт і постійно замкнутого гальма. Шківом гальма служить одна з напівмуфт еластичної муфти між черв'ячними редукторами.

Додатково введений привод конвеєра здійснюється від планетарних редукторів 19, вмонтованих у ведучий барабан конвеєра.

Приводи пересування екскаваторів ЕМ-201А і ЕМ-251 уніфіковані. До ходових коліс 16 рух від електродвигуна 14 передається через редуктор 17 і відкриту зубчасту передачу. Напрям руху екскаватора змінюють реверсом електродвигуна 14.

14.3. Визначення головних параметрів ланцюгових екскаваторів

Головні параметри екскаваторів задаються при проектуванні машини; основні параметри екскаваторів визначаються у функції від головних за емпіричними залежностями, які наведені нижче.

Ступінь технічної досконалості багатоківшевих екскаваторів прийнято оцінювати коефіцієнтом $K'_{m.c.}$, тгод/м³, який визначається за формулою $K'_{m.c.} = m_e (Q_{m.c.} H_K)^{-1}$, де $Q_{m.c.}$ - теоретична продуктивність за розпушеною масою, м³/год; $H_K = H_u + H_e$ - сумарна висота копання вище і нижче рівня установки, м; m_e - маса екскаватора, т.

Уточнений показник $K''_{m.c.}$, що враховує коефіцієнт опору копанню K_F , МПа, тиск на ґрунт p_{cp} , а також максимальні вильоти відповідно осі натяжної зірочки ківшевого ланцюга L_1 , м і барабана розвантажувального конвеєра L_2 , використовується для порівняння багатоківшевих екскаваторів одного класу:

$$K_{m.c}'' = \frac{m_e P_{cp}}{Q_{m.c} K_F H_K L_1 L_2}, \text{ тгод/м}^3. \quad (14.1)$$

Маса багатоківшевого ланцюгового екскаватора m_e може бути визначена за наступними емпіричними залежностями

$$m_e = k Q_{m.c} H_u K_F, \text{ т}, \quad (14.2)$$

де: k - коефіцієнт, рівний (0,23...0,28) для екскаватора на рейковому і (0,3...0,36) на гусеничному ході; H_u - максимальна глибина копання, м.

Встановлені потужності N_y ланцюгового екскаватора

$$N_y = K_2 Q_{m.c} (10 K_F + 0,17 H_K + 1,3 K_F \sqrt{H_K}), \text{ кВт}, \quad (14.3)$$

де $K_2=0,033$ - коефіцієнт для ланцюгового екскаватора.

Кінематичні особливості робочого процесу ланцюгових екскаваторів поперечного копання визначаються технологією розробки уступу. Подача ковшів і розробка забою відбуваються у цих машин в напрямку, перпендикулярному до вертикальної площини ківшевої рами за рахунок переміщення всього екскаватора вздовж забою або повороту його верхньої будови.

Між кроком ланцюга t_l і місткістю ковша E є залежність:

$$t_l = K_l^3 \sqrt{E}, \text{ м}, \quad (14.4)$$

де K_l - коефіцієнт, рівний 0,056 при стандартному або 0,074 при збільшеному кроці.

Висота ланки ланцюга h_l :

$$h_l = 0,288 \cdot t_l, \text{ м}. \quad (14.5)$$

Основні розміри ковшів ланцюгових екскаваторів (довжина L_k , ширина B_k і висота h_k) виражають у долях кроку t_l :

$$L_k = (2,61...2,81) t_l; \quad B_k = (2,05...2,15) t_l; \quad h_k = (1,4...1,5) t_l. \quad (14.6)$$

При паралельному копанні крок ковшів a , ширина стружки b , швидкість ківшевого ланцюга ϑ_p , швидкість подачі ϑ_x та число черпань за хвилину n_z , зв'язаних залежністю (рис. 14.9, а, б).

$$b = a \operatorname{tg} \xi = \frac{\alpha \vartheta_x}{60 \vartheta_p} = \frac{\vartheta_x}{n_z}. \quad (14.7)$$

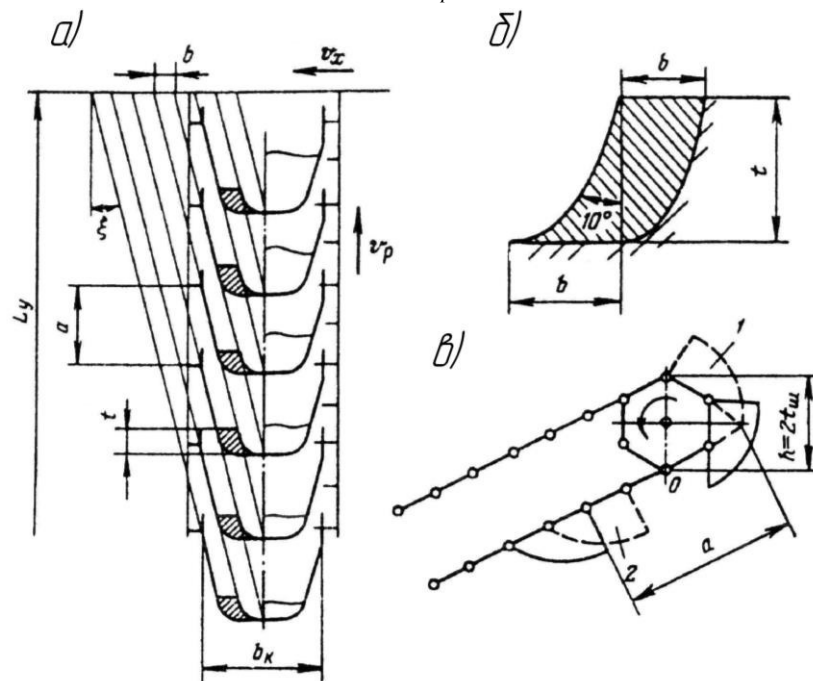


Рис. 14.9. Схема для визначення:

a - швидкості ходу екскаватора; \bar{b} - параметрів стружки; v - швидкості руху ківшевого ланцюга

Товщина стружки t , яка необхідна для наповнення ковшів місткістю E , м^3 , що переміщуються по виступу на шляху L_y , м ,

$$t = \frac{E \sin \alpha}{b H_y K_p} = \frac{Q_m}{60 g_x L_y}, \text{ м}, \quad (14.7)$$

де: α - кут укосу уступу, градус; H_y висота уступу, м ; Q_m - потрібна теоретична продуктивність в цілому, $\text{м}^3/\text{год}$.

Визначення опору породи різанню P_p на одному ковші

$$P_p = F K_F, \text{ кН}, \quad (14.8)$$

де: F - площа стружки, м^2 ; K_F - коефіцієнт опору копанню породи, кПа .

При числі ковшів Z_k , одночасно в контакті із забоем довжиною L_y

$$Z_k = \frac{L_y}{a} = \frac{H_y n_z}{60 g_p \sin \alpha}. \quad (14.9)$$

Загальне зусилля опору різанню на ківшевому ланцюзі $P_{\Sigma p}$ (кН) складе

$$P_{\Sigma p} = P_p Z_k = \frac{Q_m K_F}{3600 g_p}, \text{ кН}. \quad (14.10)$$

Потужність N_p , що витрачається двигунами приводів ківшевого ланцюга на різання, визначається з виразу

$$N_p = P_{\Sigma p} g_p = 2,78 \cdot 10^{-4} Q_m K_F, \text{ кВт}. \quad (14.11)$$

Потужність N_n , що витрачається на підйом породи щільністю γ , $\text{т}/\text{м}^3$, ковшами ланцюга на висоту H_y , м , визначається з припущення, що наповнення ковша пропорційне пройденому ним шляху, за формулою

$$N_n = 0,5 \cdot 2,78 \cdot 10^{-4} Q_m H_y \gamma g, \text{ кВт}. \quad (14.12)$$

Повна потужність $N_{\text{д.л.}}$, що витрачається приводом ківшевого ланцюга

$$N_{\text{д.л.}} = \frac{N_p + N_n + N_t}{\eta} = \frac{N_p + N_n (1 + \varphi')}{\eta} = N_p + \frac{2 N_n}{\eta}, \text{ кВт}, \quad (14.13)$$

де: N_p , N_n , N_t - потужності, які витрачаються на різання, підйом породи і подолання тертя в направляючих і шарнірах ланцюга, кВт ; $\eta=0,8 \dots 0,85$ - ККД механізму привода ланцюга; φ' - коефіцієнт втрат потужності на тертя в долях від потужності, що витрачається на підйом ґрунту ($\varphi' = \frac{N_t}{N_n} = 1$).

Значення коефіцієнта опору породи копанню K_F , який може подолати виконавчий орган за допомогою двигуна привода ківшевого ланцюга, визначається із виразу:

$$K_F = 3,6 \cdot 10^3 N_{\text{д.л.}} Q_m^{-1} \eta - \gamma H_y, \text{ кПа}. \quad (14.14)$$

Максимальна швидкість руху ланцюга $g_{p.\text{max}}$ ($\text{м}/\text{с}$), а також відстань між ковшами $a=nt_{\text{л}}$ виражене в долях n кроку $t_{\text{л}}$, м ланок ланцюга [формула (14.2)], визначаються з умови розвантаження ковша.

Порода, яка висипається з ковша під дією власної ваги, не повинна потрапляти в ківш, що йде наступним. Ця умова буде дотримана, якщо останні частинки породи, які висипаються з першого ковша, пройдуть точку падіння раніше, ніж туди підійде другий ківш.

Час $t_{p.k}$ розвантаження ковша на зірочці

$$t_{p.k} = k \sqrt{2 h g^{-1}} \approx 2 k \sqrt{t_{\text{л}} g^{-1}}, \text{ с}, \quad (14.15)$$

де k - коефіцієнт, враховуючий липкість матеріалу, що руйнується ($k=1$ - для сухого вугілля; $k=0,7$ - для вологих, липких порід).

Час $t_{p.k}$, с , не повинен перевищувати час подолання відстані h із швидкістю $g_{p.\text{max}}$, тоді



$$g_{p \max} \leq 2,21k\sqrt{h} \leq 3,13k\sqrt{t_{\text{л}}} . \quad (14.16)$$

Відстань між ковшами і швидкість руху ланцюга повинні бути узгоджені також із швидкістю ходу або повороту екскаватора.

Ширина стружки не повинна перевищувати половини ширини ковша b_k , інакше середина ріжучої кромки ковша зношуватиметься швидше, ніж краї. Тому повинна бути виконана умова

$$\frac{b_k}{2a} \geq \frac{g_x}{60g_p} . \quad (14.17)$$

Потужність привода механізму подачі ківшевого ланцюга у загальному випадку витрачається на подолання моментів опору від бічної складової зусилля копання M_b , сил тертя в опорно-поворотному пристрої M_{mp} , вітрового навантаження M_v і сил інерції M_i .

При розрахунку моменту M_b для ланцюгових екскаваторів з поворотною платформою (радіальне копання) слід враховувати, що по мірі руху ковша в забої ширина стружки зменшується. Швидкість повороту обирається по середній ширині стружки b_{cp} , при якій забезпечується задана продуктивність екскаватора:

$$b_{cp} = g_{e,cp} T_1 = 0,5 T_1 \omega_0 (R_1 + R_2) , \quad (14.18)$$

де: $g_{e,cp}$ - лінійна швидкість повороту ківшевої рами на середньому радіусі, м/с; $T_1 = a/g_p$ - час проходження ланцюгом відстані a між ковшами, с; R_1 , і R_2 - радіуси кіл, які описуються ківшевою рамою при повороті на горизонті установки екскаватора і біля підніжжя уступу, м; ω_0 - кутова швидкість повороту платформи екскаватора, рад/с.

З формули (14.18) виходить, що

$$\omega_0 = \frac{2b_{cp}g_p}{a(R_1 + R_2)} . \quad (14.19)$$

Тоді величина моменту M_b визначається за формулою

$$M_b = 0,5 Z_k b_{cp} t_{cp} K_F (R_1 + R_2) , \text{ кНм}, \quad (14.20)$$

де t_{cp} - середня товщина стружки, м.

Момент тертя в опорно-поворотному пристрої M_{mp} визначається за формулою

$$M_{mp} = 0,01 g (m_{n,ч} + m_n) R f_k f_{np} f_{ek} (2r_k)^{-1} , \text{ кН·м}, \quad (16.21)$$

де: $m_{n,ч}$ і m_n - маси відповідно поворотної частини екскаватора і породи, що знаходиться в ковшах ланцюга, т; R і r_k - радіуси відповідно поворотного кола по осьовій лінії бігової доріжки та котків, м; $f_k=0,04...0,1$ - плече тертя кочення, см; f_{np} і f_{ek} - коефіцієнти, що враховують відповідно проковзування роликів циліндричної форми ($f_{np}=1,1...1,25$) і ексцентричності додатків навантаження ($f_{ek}=1,0...1,25$).

Оскільки моменти від сил інерції M_i і дії вітрового навантаження M_v , малі, то вони можуть в розрахунку не враховуватися. Таким чином, потужність привода механізму бокової подачі ківшевої рами $N_{мц}$ ланцюгового екскаватора визначається за формулою:

$$N_{мц} = (M_b + M_{mp}) \omega_0 \eta_n^{-1} , \text{ кВт}, \quad (14.22)$$

де η_n - ККД механізму бокової подачі.

Теоретична (годинна) продуктивність екскаватора $Q_{m,ч}$ по розпушеній масі

$$Q_{m,ч} = 60 E n_z , \text{ м}^3/\text{год.}, \quad (14.23)$$

де: E - місткість ковша, м³; n_z - число розвантажених за хвилину ковшів, хв.⁻¹.

Для багатоківшевих екскаваторів n_z вказується в технічній характеристиці.

Технічна продуктивність $Q_{m,ч}$, м³/год.

$$Q_{tex} = Q_{m,ч} = \frac{K_n}{K_p} \cdot \frac{t_p}{t_p + t_n} = 60 E n_z \frac{t_p}{t_p + t_{II}} K_{ek} , \text{ м}^3/\text{год.}, \quad (14.24)$$

де: K_n і K_p - коефіцієнти відповідно наповнення ковша і розпушування породи (беруться з довідника), $K_n=0,8...1,1$ і $K_p=1,1...1,5$; t_p - тривалість безперервної роботи екскаватора при

одному напрямі руху робочого органа; t_n - тривалість зміни напрямку руху робочого органа; $K_{ек} = K_n / K_p$ - коефіцієнт екскавації.

Експлуатаційна продуктивність Q_e визначається за формулою

$$Q_e = Q_{тех} T_c K_\theta = 60 \frac{t_p}{t_p + t_n} K_{ек} E n_z T_c K_\theta, \text{ м}^3/\text{зміну}, \quad (14.25)$$

де: T_c - тривалість зміни, год.; K_θ - коефіцієнт використання екскаватора за часом.

Для екскаваторів, що працюють з навантаженням в залізничні вагони, K_θ приймається рівним 0,55...0,8, з навантаженням в автосамоскиди, на конвеєри і у відвал - 0,8...0,9.

Річна продуктивність $Q_{e,p}$ екскаватора

$$Q_{e,p} = Q_e T_p, \text{ м}^3/\text{рік}. \quad (14.26)$$

де T_p - число робочих змін у рік.

Контрольні питання

1. Види багатоківшевих кар'єрних екскаваторів.
2. Класифікація ланцюгових кар'єрних екскаваторів.
3. Опишіть схеми переміщення ківшевої рами ланцюгових кар'єрних екскаваторів.
4. Будова ланцюгового екскаватора поперечного копання.
5. Визначення головних параметрів ланцюгового екскаватора поперечного копання.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

15. РОТОРНІ ЕКСКАВАТОРИ РАДІАЛЬНОГО КОПАННЯ

15.1. Класифікація і загальна будова роторних кар'єрних екскаваторів

Промислове виробництво кар'єрних роторних екскаваторів здійснюється у відповідності до типорозмірних рядів, що включають широкую номенклатуру машин з наступними максимальними параметрами: теоретичною годинною продуктивністю 20 тис. м³/год і добовою - 240 тис. м³/добу, розрахунковим коефіцієнтом опору копанню до 2,1 МПа, діаметром ротора 22 м, місткістю ковша до 6,34 м³, довжиною роторної стріли 70 м, встановленою потужністю силового обладнання 15 тис. кВт і масою 13,5 тис. т (разом з вантажним пристроєм). Загальноприйняте маркування роторних екскаваторів пояснюється на прикладі ЕРШРД-5000.40/3. Початкові букви в позначенні марки екскаватора, наприклад ЕРШРД, ЕРГ, ЕРП, ЕР, показують: тип екскаватора (ЕР - роторний, тип ходового пристрою ШР - крокуючо-рейкове; Г - гусеничне, в останнього індекс Г може бути опущений); призначення (Д - видобутку або П - з підвищеним коефіцієнтом питомого зусилля копання на ріжучій кромці ковша). Далі приводиться продуктивність екскаватора (м³/год) по розпушеній масі при номінальному розрахунковому K_F і, нарешті, після точки через риску записується висота до глибини копання в метрах. Якщо екскаватор має відцентровий ротор, то в його маркуванні звичайно вводиться індекс Ц, якщо є висувна стріла, то через тире вписується цифра величини висунення в метрах.

Типажний ряд роторних екскаваторів передбачає їх наступні типи:

- ЕР - кар'єрні роторні для відкривних робіт з продуктивністю Q_m (рівною 630, 1250, 2500, 5000 і 10000 м³/год, і коефіцієнтом $K_F > 0,7$ МПа;
- ЕРП - модифікації ЕР з підвищеним зусиллям копання ($K_F > 1,4$ МПа), відповідні по продуктивності базовим і призначені для ведення видобувних робіт.

Роторний екскаватор (рис. 15.1) - самохідна виймально-вантажна машина безперервної дії на гусеничному або крокуючо-рейковому (переважно потужні ЕР) ходовому обладнанні з висувною або невисувною стрілою, призначена для ведення розкривних або видобувних робіт, видобутку, верхнім (переважно) і нижнім черпанням, для розробки виїмок (каналів), видалення породи у відвал або навантаження гірничої маси в транспортний засіб безперервної або рідше циклічної дії на породах і вугіллі малої і середньої міцності (без попереднього розпушування вибухом до IV категорії включно, а міцніших - після вибуху) при температурах від -40 до +35°C.

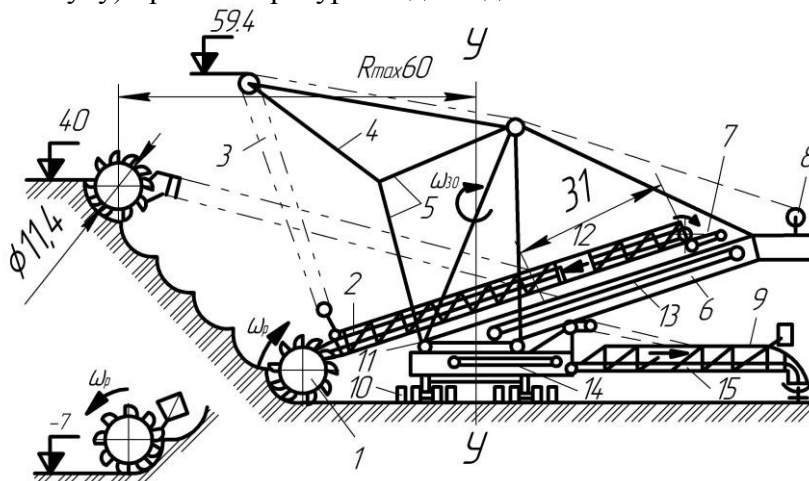


Рис. 15.1. Конструктивна схема роторного екскаватора з висувною стрілою ЕРГ-1600-40/10.31 (НКМЗ):

- 1 - ротор; 2 - висувна стріла; 3 - підвіска стріли; 4 - пілон; 5 - надбудова; 6 - стріла противаги; 7 - висувний візок; 8 - лебідка підйому стріли; 9 - відвальна консоль; 10 - гусеничний візок; 11 - поворотна платформа; 12 - конвеєр роторної стріли; 13 - конвеєр стріли противаги; 14 - перевантажувальний конвеєр; 15 - відвальний

конвеєр

На відміну від ланцюгового екскаватора транспортування породи після розвантаження її з ковшів ротора здійснюється стрічковим конвеєром 12, який знаходиться на стрілі 2.

Роторне колесо (ротор) - здійснює рух у горизонтальній і вертикальній площинах. Основні робочі рухи: обертальний - ротора у вертикальній площині і поворот стріли з ротором на платформі в горизонтальній площині навколо вертикальної осі $Y-Y$. Траєкторія переміщення ковша визначається швидкостями різання \mathcal{Q}_p і подачі $\mathcal{Q}_{e.o.}$.

Класифікація роторних кар'єрних екскаваторів.

Роторні екскаватори радіального і поперечного копання відрізняють за технологічними ознаками:

- за теоретичною продуктивністю в розпушеній масі: малі (до 630 м³/год); середні (до 2500 м³/год); потужні (до 10000 м³/год);

- за величиною розрахункового коефіцієнта опору копанню (і призначенню): з нормальним - до 0,7 МПа (відкривні екскаватори); з підвищеним - до 1,4 МПа і високим - до 2,1 МПа;

- за способом відпрацьовування забою: верхнього черпання (з глибиною копання нижче за горизонт установки машини не більше 1/2 діаметра ротора); верхнього і нижнього черпання;

- за способом подачі робочого органа на забій при відпрацьовуванні блока: з висувною і невисувною стрілами.

За компоновочними ознаками роторні екскаватори, прийнявши умовні позначення: СР - стріла ротора; СП - стріла противаги; РК - розвантажувальна консоль; ВБ - верхня будова з противагою роторної стріли; СРК - стріла розвантажувального конвеєра; ОПП - опорно-поворотний пристрій; ВП - вантажний пристрій, можна класифікувати:

- за загальною компоновкою екскаватора з розташуванням: СР і приймальної частини РК на поворотній платформі ВБ (рис. 15.2, *а-з*, рис. 15.3, *а-з*). При цьому приймальна частина РК відносно осі повороту може розташовуватися як співвісно (рис. 15.2, *а-з*), так і зі зміщенням (рис. 15.2, *б-в*); СР на поворотній платформі ВБ і приймальної частини РК на нижній рамі (див. рис. 15.1); СР на поворотній платформі ВБ і приймальної частини РК на проміжній центральній платформі (рис. 15.2, *д*);

- за конструкцією розвантажувального обладнання: з консольним розвантажувальним конвеєром (рис. 15.3, *а-з*); з мостовим розвантажувальним конвеєром (рис. 15.3, *е, з*);

- за конструкцією стріли ротора: з постійним вильотом СР (рис. 15.2, *а-в*), зі змінним вильотом СР (рис. 15.3, *ж, з*). У першому випадку стріла переміщується по напрямним ВБ, в другому - розставляється;

- за типом підвіски стріли ротора: з канатною (рис. 15.2) і з гідравлічною (рис. 15.13) підвісками;

- за врівноваженням верхньої будови екскаватора: з врівноваженням тільки СР та співвісним спіранням мостового розвантажувального прольоту з роздільним врівноваженням СР і СРК (рис. 15.3, *а*) та із взаємним врівноваженням та розміщенням їх на одній метало-конструкції (рис. 15.13 і рис. 15.2, *а-в*); із врівноваженням СРК і зі зміщенням осі її обертання відносно осі повороту (рис. 15.3, *д*);

- за конструкцією нижньої рами: без горизонтування ВБ (рис. 15.2, *а-в*); з горизонтуванням ВБ (рис. 15.2, *з-в*).

Для екскаваторів малої і середньої продуктивності характерне співвісне розташування місць розвантаження і кріплення СР і РК, що спрощує транспортування породи при будь-яких кутах повороту в плані. Найбільш потужні роторні екскаватори мають неспіввісне розташування РК з місцем розвантаження СР, що вимагає встановлення передаточних конвеєрів, але зменшує висоту верхньої будови.

Сучасні роторні екскаватори, як правило, роблять з невисувними стрілами, що на



Національний університет
водного господарства
та природокористування

20...25% знижує їх масу в порівнянні із екскаваторами, що мають висувні стріли. Відсутність висувної стріли на потужних екскаваторах компенсується маневреністю машини на крокуючому рейковому ходовому пристрої.

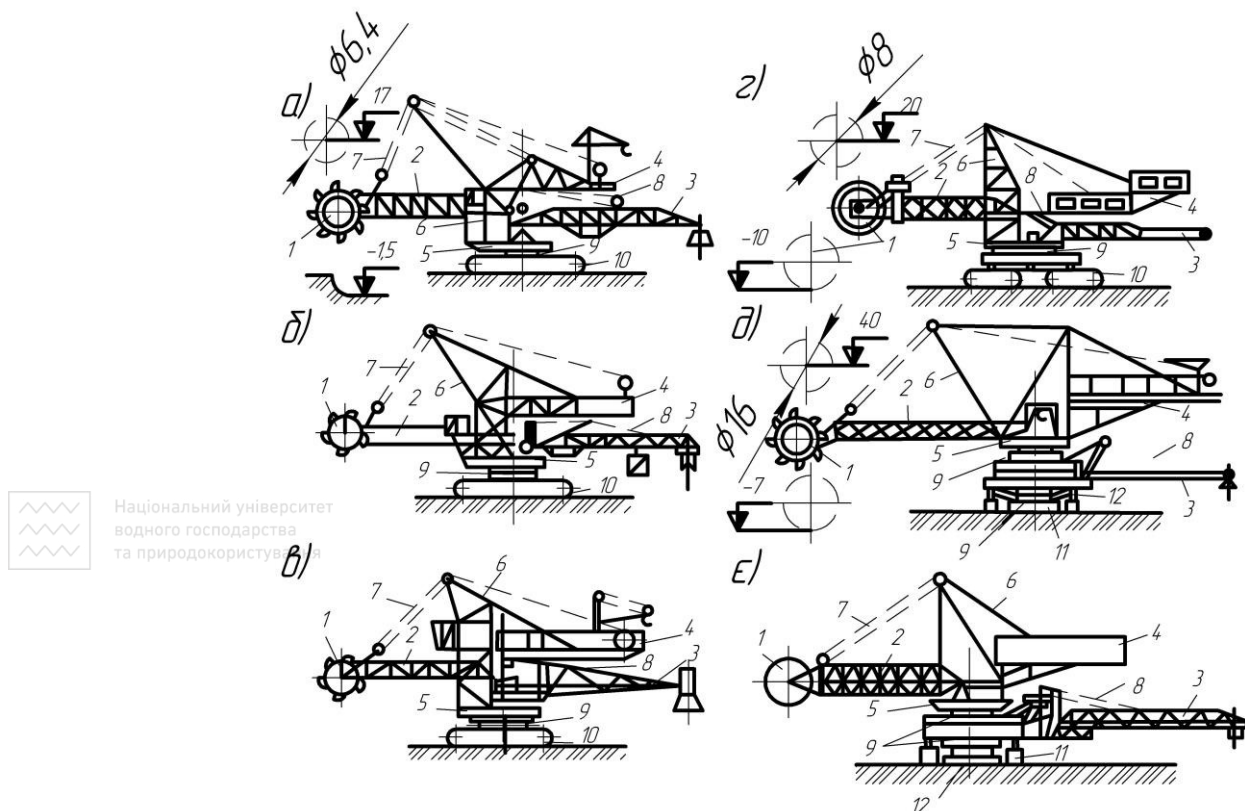


Рис. 15.2. Схеми роторних екскаваторів:

а - ЕРГ-400; б - ЕР-1250; в - ЕРП-1600; г - ЕРП-2500; е - ЕРШР-5000; ф - ЕРП-5250; 1 - ротор; 2, 3 - роторна і розвантажувальна стріла; 4 - консоль протитяги; 5 - поворотна платформа; 6 - верхня будова; 7, 8 - підвіски роторної і розвантажувальної стріл; 9 - опорно-поворотний пристрій; 10, 11 - гусеничне і крокуюче рейкове обладнання; 12 - опорна база

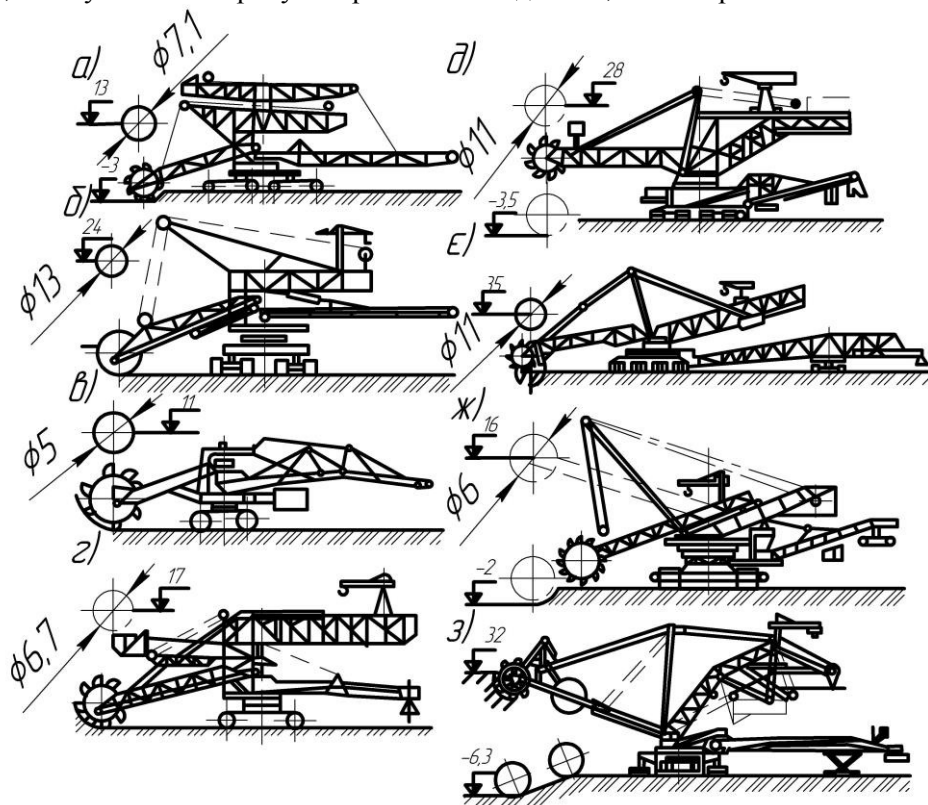


Рис. 15.3. Конструктивні схеми зарубіжних роторних екскаваторів:

a - Sch Rs-500 („Лауххамер“, ФРН); *б* - Sch Rs-1500 (ЛМГ, ФРН); *в* - Sch Rs-280; *г* - SRs (к)-470; *д* - SRs (к)-2000; *е* - SRs (к)-2400 („Лауххаммерверк“, ФРН); *ж* - K-300; *з* - KU-800 („Унічовоски строирни“, Чехія)

Робоче обладнання роторних екскаваторів містить в собі робочий орган - ротор з

ковшами, приймально-живильний пристрій ротора і стрілу.

Ротор. Робочі органи роторного типу можуть бути розділені:

- за способом

розвантаження ковшів на гравітаційні (рис. 15.4, *a*) та інерційні (рис. 15.4, *б, в*);

- за конструкцією

роторні колеса з гравітаційним

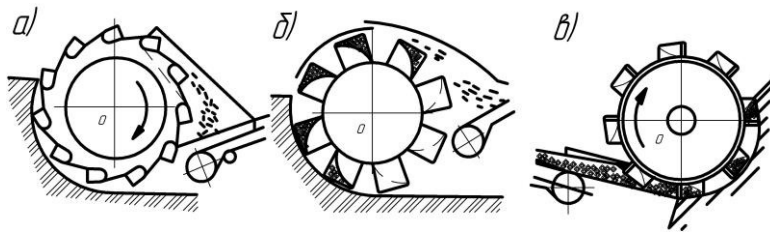


Рис. 15.4. Схеми прямого розвантаження ротора:

a - гравітаційна торцева; *б* - інерційна з підйомом матеріалу через ротор; *в* - те ж без підйому матеріалу

розвантаженням (рис. 15.5) бувають камерні - *a*, безкамерні - *б* та комбіновані;

- за

розташуванням осі обертання ротора відносно осі барабана приймального конвеєра:

з

паралельним

розташуванням (рис.

15.6, *a-г*), під кутом в горизонтальній і (або) вертикальній площинах (рис. 15.6, *ж, з*);

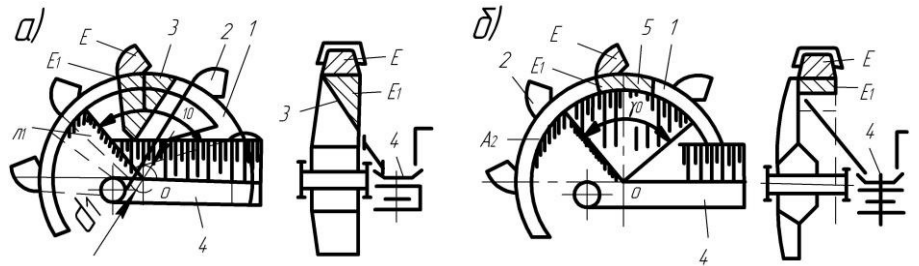


Рис. 15.5. Схеми роторних коліс:

a - камерні; *б* - безкамерні; 1 - диск; 2 - ківш; 3 - жолоб; 4 - конвеєр; 5 - підквішева камера

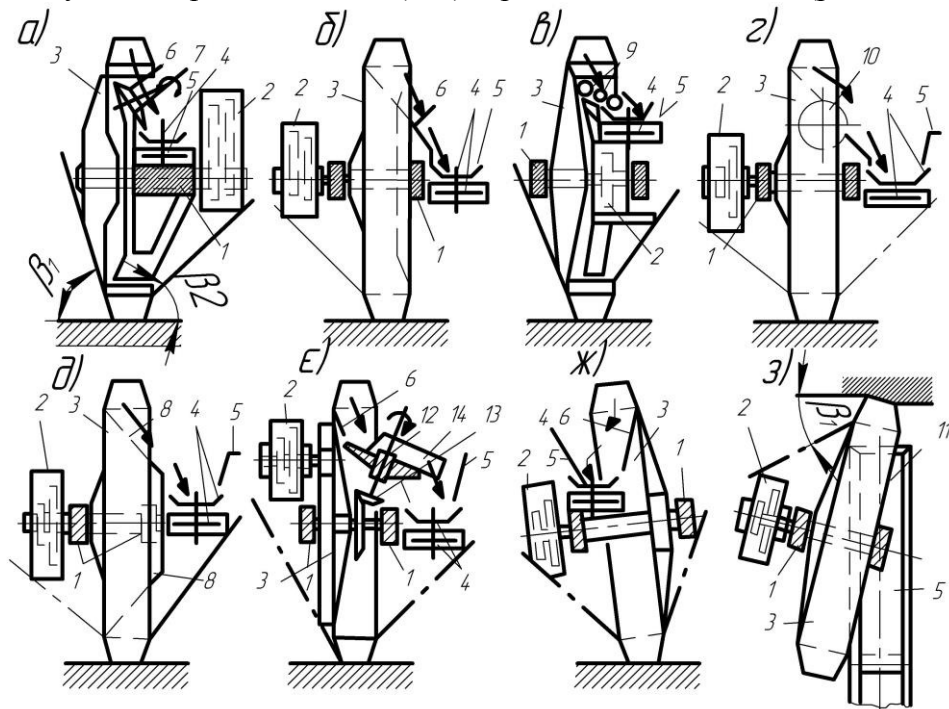


Рис.15.6. Схеми приймально-живильних пристроїв роторних робочих органів:

a - г - з паралельним розташуванням осі ротора відносно осі барабана конвеєра; *ж, з* - з похилим розташуванням в вертикальній площині осі ротора відносно осі барабана

конвеєра; 3 - з похилим розташуванням в горизонтальній площині осі ротора відносно осі барабана конвеєра; 1 - опора роторного колеса; 2 - редуктор; 3 - роторне колесо; 4 - стрічка конвеєра роторної стріли; 5 - борт конвеєра; 6 - лоток; 7 - скребок; 8 - конус, що обертається; 9 - ролик; 10 - барабан; 11 - стрічковий живильник; 12 - тарілчастий живильник; 13 - конічна передача; 14 - нерухомий скребок

- за розташуванням приймальної частини конвеєра відносно ротора: з боковим розташуванням (рис. 15.6, *а-є*), в торці ротора (див. рис. 15.4, *а-в*), в середині ротора (рис. 15.6, *ж, з*);

- за конструкцією приймально-живильного пристрою при безкамерному і камерному роторі: з нерухомим лотком, з конусом, що обертається, з барабанним або роликовим живильником, з тарілчастим живильником, комбіновані (рис. 15.6);

- за типом привода - з нерегульованим і регульованим приводом;

- за кріпленням привода до стріли: з жорстким кріпленням і з підвіскою на пружно-демпфіруючому пристрої.

Будова роторних кар'єрних екскаваторів.

Гравітаційне розвантаження частинок породи з ковша, коли він піднімається у верхнє положення на колесах, здійснюється через відкриту нижню порожнину вільним потоком під дією ваги матеріалу.

Інерційне розвантаження породи з ковша забезпечується при високій швидкості руху під дією відцентрових сил, які викидають породу з ковша через його передню відкриту частину по дотичній в місці розвантаження.

Камерний ротор (див. рис. 15.5, *а*) представляє собою колесо, на периферії диска 1 якого закріплені ковші 2. Під ковшами всередині колеса розміщені жолоби (камери) 3, по яких порода, висипаючись із ковша (після його виходу за границю замикаючого сектора A_1 , стікає на конвеєр 4 роторної стріли. Камери всередині футерують зносостійкими і антиадгезійними матеріалами, наприклад супроленом, тефлоном. Для покращення розвантаження задня стінка камери виконана по дотичній до кола невеликого діаметра d_1 . Камерні ротори призначені основним чином для верхнього черпання і рідко використовуються для роботи нижче за рівень стоянки екскаватора. Значний сумарний об'єм ковша E і його камери E_1 у відповідних умовах експлуатації дозволяє отримувати при роботі з камерними роторами високу продуктивність, яка перевищує на 30...40% номінальну, що визначається, як правило, тільки по пас-портній місткості E ковша.

У безкамерного ротора (див. рис. 15.5, *б*) порода в ковші 1 місткістю E і його підківшевій камері 5 місткістю E_1 , переміщується по нерухомій обичайці A_2 , прикріпленій до стріли і закриваючій підківшевий простір з внутрішньої сторони. Обичайка і розвантажувальний сектор можуть виконуватися рухомими, що дозволяє зберегти сприятливі умови розвантаження породи з ковшів при змінних кутах нахилу стріли.

Комбінований (напівкамерний) ротор має видовжену задню стінку ковша, дещо не досягаючи до центра колеса. Тому ковші разом з підківшевою камерою, утвореною нерухомим сектором і „хвостом” ковша, мають значну місткість при малих розмірах ротора, що збільшує продуктивність екскаватора. Камерні і комбіновані ротори найбільш придатні для розробки сухих, щільних матеріалів, наприклад вугілля.

Швидкість ковзання породи по розвантажувальній поверхні ротора залежить від кута нахилу цієї поверхні до горизонту.

При бічному розвантаженні іноді здійснюють нахил осі ротора по відношенню до осі конвеєра у вертикальній і горизонтальній площинах на 5...10° (рис. 15.6, *ж, з*). Нахил ротора у бік конвеєра дає значне поліпшення умов розвантаження. При прямому розвантаженні ротор встановлюють перед конвеєром.

Число Z ковшів на роторі і його частота обертання n_p повинні обиратися такими, щоб за час проходження ковшем розвантажувального кута γ_0 (70...80° у камерних і 120...130° у безкамерних) порода встигла зісковзнути з розвантажувальної поверхні на конвеєр. У свою чергу, число ковшів на роторі і частота обертання останнього визначають продуктивність екскаватора.

Шлях, який проходить порода по розвантажувальних поверхнях ротора, у безкамерних роторів значно коротший, ніж у камерних, що дозволяє значно збільшити частоту обертання безкамерного ротора і число спорожнень ковшів за хвилину з 30...40 у камерних до 108 у безкамерних. Швидкість різання при цьому в окремих машин може складати 1,5...5 м/с, а частота обертання - 2...10 хв⁻¹.

Недоліком роторів з гравітаційним розвантаженням є обмеження кутової швидкості ротора відцентровими силами, які перешкоджають розвантаженню, до величини не більше ω_{\max} (рад/с)

Інерційне (відцентрове) розвантаження дозволяє встановлювати істотно більш високу частоту розвантажень ковшів у порівнянні з гравітаційною. Інерційне розвантаження теоретично можливе при $\omega \geq \omega_{\text{кр}} = \sqrt{2gD_p^{-1}}$. У цьому випадку порода з ковшів, що знаходиться у верхньому положенні, не падає вниз, а викидається під дією векторної суми сили ваги і відцентрової сили. Інерційні ротори у порівнянні з гравітаційними при рівній продуктивності мають менші габарити і масу. Зменшення ж маси ротора у екскаваторів з великими лінійними параметрами може забезпечити приблизно 1,5...2 - разове зниження маси машини, хоча зменшення діаметра ротора не завжди може бути виправдано за технологічними умовами відробітку виступу. Інтенсивне зношування високошвидкісних роторів, збільшення пилоутворення і енергоємність процесу, небезпека значних пошкоджень органа при зустрічі з твердими включеннями в масиві, а також ряд інших їх від'ємних якостей обмежують область застосування інерційних роторів основним чином машинами малої і середньої продуктивності для видобутку вугілля.

Ротори з інерційним розвантаженням встановлюють попереду конвеєра. Вони можуть здійснювати розвантаження через ротор з підйомом матеріалу (див. рис. 15.4, б) або за ротором без підйому матеріалу (див. рис. 15.4, в).

Приймально-живильні пристрої служать для передачі породи від робочого (ковша) на транспортуєчий (стрічку) орган. Їх конструкції залежать від параметрів робочого органа і властивостей матеріалу, що перенавантажується. У основному приймально-живильні пристрої встановлюють на екскаваторах з безкамерними роторами.

Найбільш простою конструкцією приймально-живильного пристрою є нерухома похила площина - (лоток) 6 (рис. 15.6, б, ж), що вводиться у внутрішню порожнину ротора під кутом 60...70° до горизонту і забезпечує передачу породи на стрічку 4 конвеєра. Поверхня ковзання лотка обмежена боковими стінками. Нерухомий лоток придатний при розробці тільки незв'язних, сипких і кам'янистих порід. При розробці в'язких і липких порід на лотку потрібно встановлювати скребки, що обертаються навколо осі 7 (рис. 15.6, а).

Широке розповсюдження отримали прийомно-живильні пристрої, робоча поверхня яких виконана у вигляді конуса, що обертається, 8 (рис. 15.6, д) з кутом нахилу до горизонту 60...70°. Для очищення поверхні конуса від ґрунту, що налипає, і обмеження його потоку служать бокові скребки А₁ (див. рис. 15.5), нерухомі відносно стріли.

Приводний роликівий стіл-живильник (рис. 15.6, в) повинен мати нахил вбік стрілового конвеєра і зростаючу частоту обертання роликів 9 у напрямку розвантаження. Ролики встановлюють з мінімальним зазором, щоб порода не просипалась між ними, а їх поверхню покривають гумою.

Модифікацією роликівого живильника є барабанний живильник (рис. 15.6, з), що є циліндричним або конічним барабаном 10, який перекриває за своєю довжиною сектор розвантаження.

При установці очисних пристроїв застосування живильника ефективно на будь-яких породах, однак порода на конвеєр виноситься живильником із значною поперечною швидкістю і під прямим кутом до напрямку руху стрічки. Тому порода ковзає по стрічці до тих пір, поки не досягне тієї ж швидкості, що і стрічка. Наслідком проковзування породи на

стрічці є підвищений знос останньої.

Для того, щоб зберегти довгу дорогу стрічку стрілового конвеєра від швидкого зносу, іноді застосовують проміжний короткий (за довжиною близький до діаметра ротора) по-здовжній конвеєр-живильник 11 (рис. 15.6, з). На останньому використовується стрічка з більш товстим шаром гуми.

Порода з проміжного конвеєра надходить на основний конвеєр з швидкістю, рівною швидкості руху стрічки головного конвеєра і майже співпадаючої з нею за напрямком. Крім того, в місці перевантаження породи іноді встановлюють колосники, через які дрібні шматки породи підсипаються на стрічку, захищаючи її поверхню від ударів крупними шматками і тим самим зменшуючи її зношування.

Відносно рівномірний та спрямований у напрямку руху стрічки потік породи можна отримати встановленням у внутрішню порожнину ротора похилого тарілчастого живильника 12 (рис. 15.6, є), що приводиться в дію через конічну передачу 13 від вала ротора. Недоліком тарілчастого живильника є складність конструкції і трудність перекриття сектора розвантаження при великих діаметрах ротора.

Безкамерна конструкція ротора дозволяє розташувати його під кутом до осі стріли у горизонтальній або вертикальній площині і ввести стріловий конвеєр в його внутрішню порожнину (рис. 15.6, ж, з). Такі схеми застосовуються на деяких потужних зарубіжних роторних екскаваторах.

За конструкцією ріжучої частини ротори діляться на ківшеві і ківшеві з додатковими розпушуючими поясами. Останні є, як правило, ріжучі кромки від ковша без днища, їх встановлюють в проміжку між ковшами.

Ковші. Конструкція ковша роторного екскаватора повинна забезпечувати: здійснення процесів різання і заповнення ковша з можливо меншими енерговитратами, виключення залипання його ріжучого периметра і внутрішньої порожнини; повне розвантаження породи в межах розвантажувального сектора; обмеження величини шматків, що утворюються у результаті відділення стружки; зниження нерівномірності зовнішнього навантаження, що виникає у результаті періодичного входу і виходу ріжучих елементів з контакту із забоем і виключення просипів при черпанні.

У ковші розрізняють дві основні частини: ріжучу, що відокремлює стружку від масиву, і корпусну, яка транспортує породу до місця розвантаження.

Ковші, у свою чергу, розрізняються:

- за конструкцією і наявністю днища - з жорстким днищем, гнучким днищем і без днища (при інерційному способі розвантаження). Жорстке днище може бути однорідним або прутковим, гнучке - ланцюговим або кольчужним (рис. 15.7);

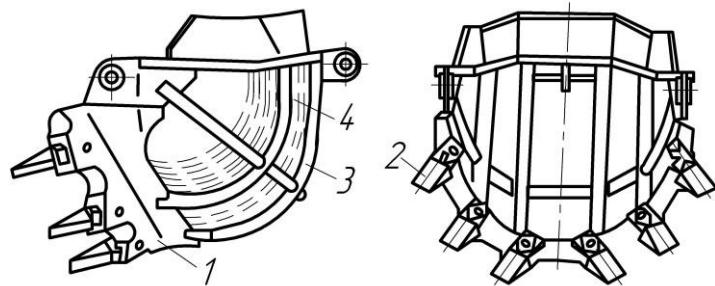


Рис. 15.7. Схема каркасного ковша роздільного різання: 1 - кувалетний ковш; 2 - зуби; 3 - каркасний корпус; 4 - ланцюгове днище

- за формою ріжучого поясу (кувалетний) - арочні, прямокутні і трапецеїдальні. Ріжуча кромка поясу по армуванню ріжучим інструментом може бути із зубами або без зубів;

- за нахилом бокової ріжучої кромки до радіуса ротора - з раді-

альною, боковою і похилою (ковші косої різання) ріжучими кромками.

УкрНДІпроект рекомендує п'ять основних груп ріжучої частини ковшів. Вони підбираються з урахуванням гірничо-геологічних і кліматичних умов експлуатації екскаватора.

І група. Ріжучі частини цієї групи, однорідні без зубів, застосовуються для розробки порід, що мають незначну зв'язність, міцність і добре розпушуються при різанні (піщаник

і суглинисті ґрунти).

II група. Бокові кромки ріжучого поясу в радіальному напрямку мають з обох сторін виступи-пелюстки або зуби. Ріжучі частини цієї групи застосовуються при розробці суглинків і глин, що мають зв'язність і добру розпушеність.

III група. Козирки мають зворотний скіс бокової кромки від радіального напрямку в площині ротора і армовані зубами, встановленими так, що у перетині стружки їх ріжучі кромки паралельні кромці козирка. Ріжучі частини цієї групи застосовуються при розробці зв'язних і щільних глин, слабого вугілля. При роботі косого козирка послідовне різання зубами призводить до розчленовування стружки на окремі шматки визначених розмірів, а подальший вихід зубів із зачеплення із забоем обумовлює достатньо плавну зміну навантаження на роторі.

IV група. На кожній стороні косого козирка ріжучої кромки зуби встановлені паралельно один одному в перетині стружки. Оскільки зуби встановлені на косому козирку, при зрізанні стружки зуби відстають один від одного, створюючи у породі автономний напружений стан перед кожним зубом. Відокремлення елементів стружки відбувається послідовно і роздільно, оскільки кожен зуб козирка, переміщуючись у масиві, оголює поверхню для зрізу елемента стружки іншим зубом. Ріжучі частини цієї групи використовуються при розробці в'язких щільних і крупнотріщинуватих порід.

V група. Конструкція козирка аналогічна козирку IV групи, однак має більше число зубів, встановлених на двох сусідніх ковшах так, що траєкторії руху зубів зміщені одна відносно одної і утворюють рівномірно розміщені по висоті ковша концентричні кола, завдяки чому здійснюється стільникова схема відокремлення стружки.

Корпус ковша може бути: з суцільним днищем 2 для екскавації порід, які не поновлюють свою зв'язність після екскавації (піщані і супіщані породи, вугілля, скелясті прошарки з малою вологістю); з ланцюговою задньою стінкою для супіщаних порід, легких суглинків та вологого вугілля; каркасний з суцільним ланцюговим днищем (див. рис. 15.7) для екскавації важких та липких порід за будь-яких кліматичних умов.

Ковші всіх середніх і крупних вітчизняних роторних екскаваторів оснащені ланцюговими днищами. У верхньому положенні ковша на роторі ланцюги провисають всередину, струшуючи з себе породу. Добрі результати по зниженню кускуватості відокремлюваної гірничої породи і зменшенню динаміки при роботі машин досягаються встановленням проміжних ріжучих поясів між ковшами, які являють собою ріжучу кромку від стандартного ковша без корпусу.

Привод ротора класифікується за наступними ознаками:

- за компоновкою: з приводом, вмонтованим в ротор (див. рис. 15.6, в); із зовнішнім розміщенням привода (рис. 15.8, а-в); з комбінованим розміщенням привода (рис. 15.8, г);

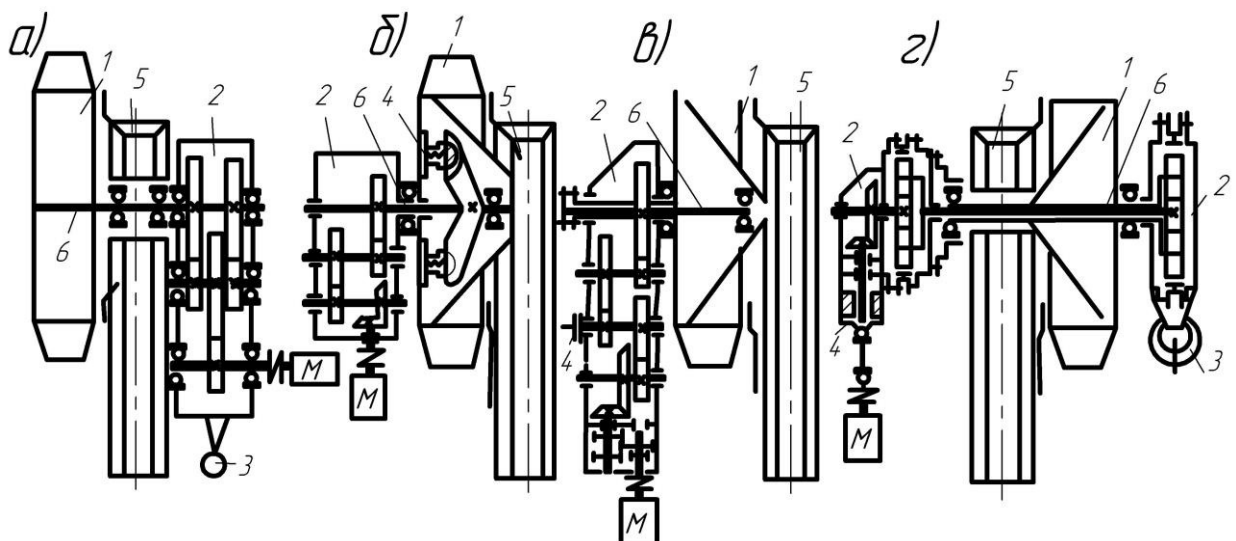


Рис. 15.8. Схеми компоновання роторного привода:

а - з посадкою редуктора на вал ротора; *б* - з установкою муфти на валі ротора; *в* - з установкою муфти на проміжному валі механічної передачі; *г* - з установкою муфти на валі двигуна; 1 - роторне колесо; 2 - редуктор; 3 - пружна опора редуктора; 4 - муфта; 5 - кон-вєр; 6 - вал роторного колеса

- за конструктивним виконанням: з планетарною передачею; з передачею звичайного виконання (рис. 15.8, *а-в*); з комбінованою передачею (рис. 15.8, *г*);

- за способом кріплення привода до роторної стріли: з жорстким кріпленням; з посадкою редуктора на вал ротора 6 (рис. 15.8, *а*) з однієї сторони і через пружно-демпфіруючу опору 3 на металоконструкцію роторної стріли з іншої сторони;

- за способом передачі крутного моменту: через вал (рис. 15.8); через зубчастий вінець з внутрішнім або зовнішнім зачепленням, закріпленим на роторі (див. рис. 15.6, *є*);

- за числом швидкостей привода: з одно- та багатошвидкісним приводом. Останній за способом регулювання швидкості може бути ступінчастий і безступінчастий;

- за числом двигунів привода ротора: одно та багатодвигунний.

Запобіжні муфти в приводі роторних екскаваторів застосовуються фрикційного, гідравлічного, електромагнітного і планетарного типів. Установка муфт 4 (рис. 15.8, *б*) може проводитися на валі ротора, на проміжному валі механічної передачі (рис. 15.8, *в*) і на валі двигуна (рис. 15.8, *г*).

Роторна стріла. За типом металоконструкції роторні стріли можуть виконуватися: у вигляді просторових ферм, трубчастими і балочними. В свою чергу, ферми можуть мати прямокутні, тригранні і рідше ромби контури.

Роторний екскаватор може виконуватися як із стрілою постійної довжини, так і з висувною стрілою (див. рис. 15.1 і рис. 15.3, *з*).

У екскаваторів з висувними стрілами кріплення опорної частини роторної стріли може бути виконане зі спиранням на напірний візок. Подача стріли на забій і назад може здійснюватися зубчато-рейковими механізмами або тяговими лебідками.

Пристрій для підйому і опускання стріли може бути виконано: з канатними підвісками; з гідравлічним пристроєм; з жорсткими елементами постійної довжини, один кінець яких для здійснення підйому стріли переміщується лебідкою по направляючих, що знаходяться на стрілі протизаги (див. рис. 15.3, *д*).

У свою чергу, канатні підвіски підрозділяються за числом канатів і барабанів лебідки на одноканатні системи з одно- та двобарабанными приводами і на двоканатні системи з двобарабанным приводом.

Канатні підвіски роторної стріли мають, як правило, дві незалежні симетричні поліс-пастні системи (рис. 15.9, *а, б, г*), які приводяться в дію або від двох лебідок з вирівнюючим навантажувальним пристроєм, або від двобарабанного привода. У разі обриву однієї з гілок (*А* або *А'*) друга спроможна утримати роторну стрілу. Для утримання роторної стріли від розгойдування у горизонтальній площині застосовують хрестоподібну (рис. 15.9, *б*) або V-подібну (рис. 15.9, *в*) підвіску.

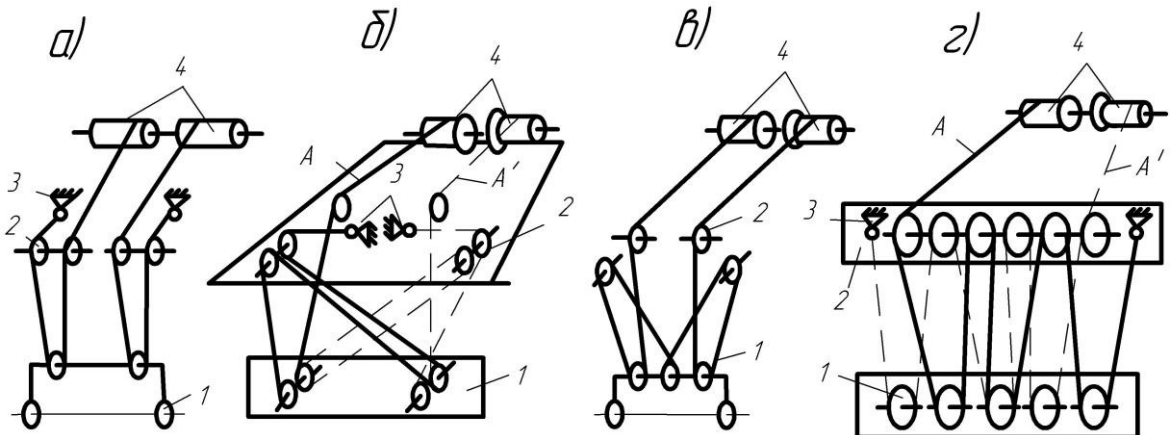


Рис. 15.9. Схеми запасовування канатних підвісок роторної стріли:

a - *z* - симетрична поліспадна підвіска; *б* - хрестоподібна поліспадна підвіска; *в* - V-подібна поліспадна підвіска; 1 - блок роторної стріли; 2 - блок верхньої будови; 3 - пристрій для контролю за зусиллям у канатах; 4 - лебідка підйому стріли

Підвіски конвеєрної стріли завжди мають хрестоподібну схему поліспастів, яка застосовується із-за значної швидкості повороту стріли і бокових складових сил тяжіння, що з'являються внаслідок цього.

Привод роторного колеса складається з редуктора (простого або планетарного) і двигуна. На потужних екскаваторах привод може мати декілька двигунів і редукторів.

Частина редуктора привода ротора може бути розміщена на стороні ківшевого колеса, всередині його або на конвеєрній стороні (див. рис. 15.6). Вибір розташування привода при конструюванні роторних екскаваторів визначається багатьма факторами, серед яких особливо важливу роль відіграє розташування центру тяжіння головки ротора (ідеальне - на осі роторної стріли) і досягнення максимально можливих кутів β_i ; підходу ротора до забою у вертикальній і горизонтальній площинах.

За схемою (див. рис. 15.6, *в*) довжина вала ротора мінімальна, а кути підходу ротора до забою найбільш раціональні, однак при цьому демонтаж редуктора ускладнений.

Схеми (див. рис. 15.6, *а* та рис. 15.8, *а*) з консольним розташуванням редуктора забезпечують достатні кути підходу до забою із сторони ротора і дозволяють встановлювати коробку редуктора на осі колеса на власних підшипниках, тоді як іншу її сторону закріплюють жорстко на стрілі або на пружній опорі (плаваючий привод). Останнє може бути досягнуто і при інших схемах розташування привода.

У всіх схемах дотримується принцип статично визначеного триточкового опирання привода. Для цього опори двигуна кріплять до рами редуктора. Двома своїми підшипниками редуктор спирається на вал ротора і ще в одній точці - на ферму стріли ротора. Встановлення у цьому місці пружно-демпфіруючої підвіски (ПДП) редуктора, яка найкомпактніше виконується у вигляді пневмогідравлічного амортизатора (ПГА) з нелінійною характеристикою жорсткості і демпфування (рис. 15.10), забезпечує гарантоване зниження динамічних явищ в приводі ротора і металоконструкціях верхньої будови екскаватора, стабілізує поведінку робочого органа у забої, збільшує надійність і довговічність екскаватора.

Для запобігання трансмісії від поломок при зустрічі роторного колеса з непереборною перешкодою служать різному-нітні запобіжні пристрої, основним чином муфти. На роторних екскаваторах застосовуються роликові, фрикційні, планетарні і гідравлічні муфти. Залежно від виконання муфти можуть встановлюватися або між двигуном і редуктором, або на проміжному валу трансмісії, що має частоту обертання $2 \dots 2,35 \text{ с}^{-1}$. Ідеальним місцем розміщення муфти можна вважати вал роторного колеса, однак збільшення габаритів і маси (а для гідравлічної муфти також і низька частота обертання тихохідного вала) не дозволяють, як правило, вдало вирішити це завдання.

Рівень налаштування муфт у приводі роторного колеса від номінального моменту M_n вибирають в діапазоні $(1,7 \dots 2,2)M_n$.

Механізм підйому стріли. Для здійснення селективного видобутку корисних копалин зі складним заляганням пластів привод механізму підйому стріли повинний забезпечувати: широкий діапазон регулювання швидкості її підйому і опускання; точність маніпуляції при роботі горизонтальними стружками; високу надійність і безаварійну зупинку роторної стріли у випадку зникнення на машині живлення напругою; вирівнювання навантажень у канатах при їх нерівномірній витяжці і роздільній роботі

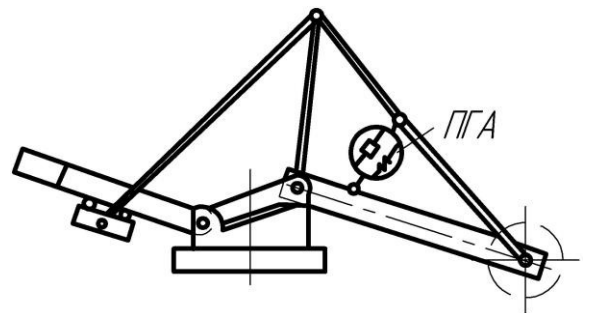


Рис. 15.10. Схема встановлення системи ПГП-04 на екскаваторі CPC-2400

підйомних лебідок.

Швидкість підйому і опускання роторної стріли на екскаваторах з міркувань безпеки не повинні перевищувати 5 м/хв. На екскаваторах середньої потужності застосовуються підйомні лебідки потужністю до 200 кВт із зусиллям підйому до $0,5M_n$ і швидкістю намотування канату на барабан до 24 м/хв.

На потужних роторних екскаваторах число двигунів підйомної лебідки досягає чотирьох, а їх сумарна потужність 1800 кВт.

Підйомні лебідки виконуються двобарабанными і дводвигунними і забезпечуються гальмами.

Механізм висування стріли. Основні вимоги до привода висування стріли - швидкодія і точність установки.

Механізм висування роторної стріли виконується зубчасто-рейковим при малих ходах висування (до 15 м) і канатним при великих. Застосування висувної стріли збільшує масу екскаватора на 20...25%, але, з іншої сторони, різко зменшує нерівномірність навантаження ходового механізму.

Опорний візок 1 (рис. 15.11) роторної стріли переміщується по похилій колії 2 і приводиться в рух за допомогою висувного механізму 3, колеса 4 кінцева передача якого зачіпляється, наприклад, із зубами рейки, укладеної уздовж колії 2, або лебідкою 5. При переміщенні візка з положення *a* в положення *b* змінюється положення центру тяжіння поворотної платформи екскаватора. Для усунення зміщення центру тяжіння вагонетку 1 з'єднують з двома рухомими противагами 6 через систему канатів.



Національний технічний університет України
Ігоря Сікорського
Київський політехнічний інститут

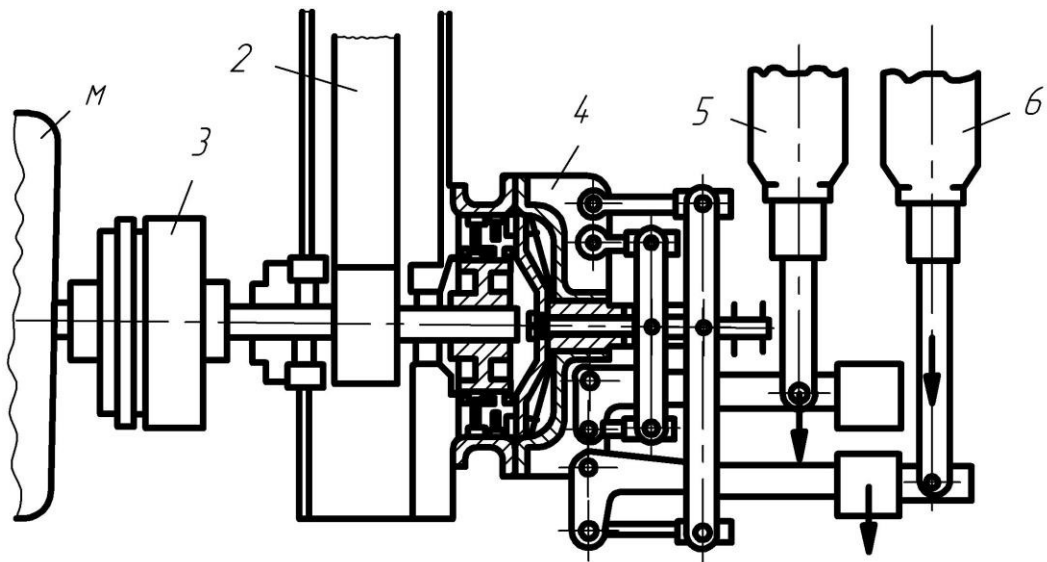


Рис. 15.11. Механізм висування роторної стріли:
1 - двигун; 2 - редуктор; 3 - пружна муфта; 4 - дискові гальма;
5, 6 - магнітні соленоїди дискового гальма

Конвеєри для великих кутів нахилу роторної стріли. Кут нахилу роторної стріли і її конструктивна довжина визначаються гранично допустимим кутом транспортування матеріалу стріловим конвеєром (для стандартної стрічки 18...20°), залежним від зчеплення між породою і стрічкою.

Роторні екскаватори, оснащені спеціальними конвеєрами з покриваючою стрічкою 2, що рухається з тією ж швидкістю, що і основна, можуть працювати при куті нахилу роторної стріли до 40° (рис. 15.12).

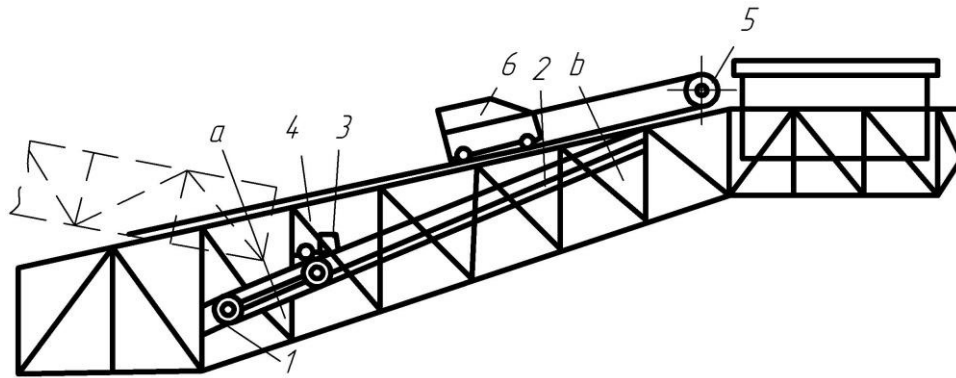


Рис. 15.12. Схема конвеєра з притисочною стрічкою роторної стріли екскаватора для кутів підйому до 40° :
1 - опорний возик; 2 - колія; 3 - механізм висування; 4 - ведуче колесо;
5 - лебідка; 6 - рухомі противаги

У інших виконаннях конвеєра покриваюча стрічка виконується з ланцюгів або канатів, а притиснення породи здійснюється під дією її ваги. Для надання покриваючій стрічці швидкості, рівної швидкості руху стрічки основного конвеєра, служить приводна станція 4.

Натяг покриваючої стрічки здійснюється переміщенням барабана 5.

Навантажувальні пристрої призначені для навантаження породи у вагони одного потягу без просипання її на колії. На екскаваторах малої та середньої потужності для цієї мети використовуються навантажувальні воронки, на потужних багатоківшевих ланцюгових або роторних - конвеєрні навантажувальні пристрої.

Будова багатоківшевого роторного екскаватора. Останніми роками починають широко застосовуватися роторні екскаватори з укороченими (малими) лінійними параметрами. Їх мобільність, транспортабельність, часто наявність автономного привода дозволяють успішно застосовувати ці екскаватори на будівельних і земляних роботах великої протяжності, а також для механізації завантаження сипких і дрібногрудкових матеріалів, на відкритих гірничих роботах при розробці уступів невеликої (до 15 м) потужності.

Роторні екскаватори малих лінійних параметрів мають подібне між собою компонування, серед характерних особливостей якої слід зазначити: нижнє розташування противаги (під машинним відділенням поворотної платформи), наявність гідроциліндрів підйому роторної стріли і, як наслідок цього, відсутність надбудови, призначеної для підтримки стріли, спів-вісне розташування роторної стріли і розвантажувальної консолі, неврівноважена розвантажувальна консоль, обмежена поворотність верхньої будови відносно гусеничної ходової частини, а також переважно комбінований привод механізмів (електрогідравлічний і дизель-гідравлічний).

Завдяки малим лінійним параметрам ці екскаватори відрізняються високою жорсткістю системи ротор-стріла-підвіска-платформа і можуть розвивати високі питомі зусилля копання ($K_F > 2$ МПа), що розширює їх область застосування на міцні породи і вугілля.

У останні роки створений ряд моделей, призначених для гідротехнічного, промислового і транспортного будівництва.

Були поставлені на серійне виробництво два типорозміри екскаваторів малої потужності - ЕР-0251 і ЕР-1001 на базі одноківшевих екскаваторів Е-6516 і Е-1602 продуктивністю до 280 і 500 м³/год.

Ходова частина, опорно-поворотний пристрій і поворотна платформа цих машин уніфіковані з конструкціями одноківшевих екскаваторів. Привод дизель-електричний.

Екскаватор ЕР-0251 з ковшем місткістю 25 л (рис. 15.13) представляє самохідну повноповоротну машину безперервної дії з дизель-електричним приводом на

гусеничному ходу.

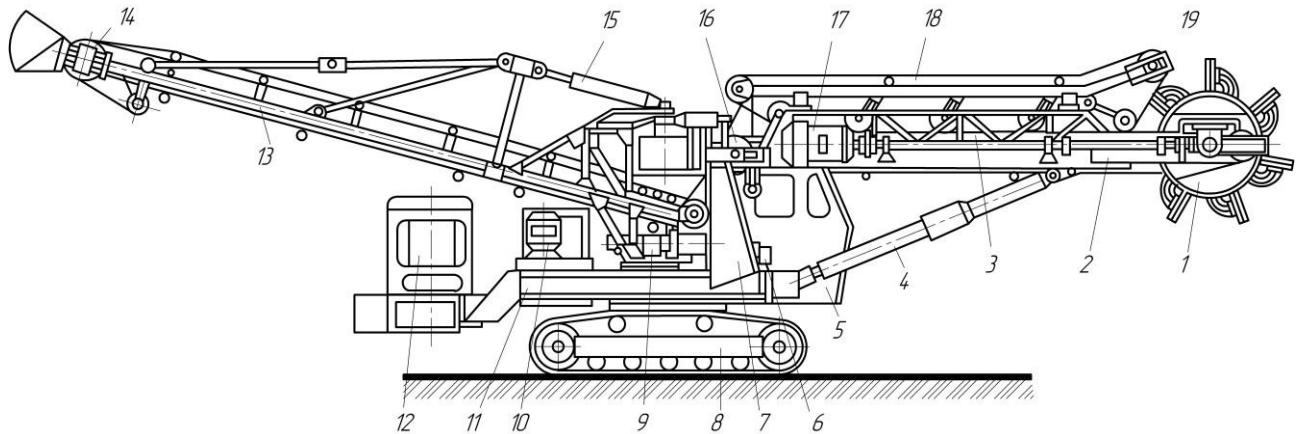


Рис. 15.13. Роторний стріловий екскаватор EP-0251:

1 - ротор; 2 - стріла; 3 - приймальний конвеєр; 4 - гідроциліндр підйому стріли; 5 - кабіна машиніста; 6 - масляний насос; 7 - пілон; 8 - гусеничне ходове обладнання; 9 - привод повороту відвального конвеєра; 10 - привод повороту платформи; 11 - поворотна платформа; 12 - дизель-генераторна станція; 13 - відвальний конвеєр; 14 - мотор-барабан привода відвального конвеєра; 15 - гідроциліндр піднімального відвального конвеєра; 16 - мотор-барабан привода піднімального і притисного конвеєрів; 17 - електродвигун привода ротора; 18 - притисний конвеєр; 19 - дисковий живильник

Він складається з гусеничного візка, поворотної платформи з механізмами привода, силової установки, стріли ротора з механізмом привода, приймального і відвального конвеєрів, розвантажувального бункера і гідрообладнання.

На базі гусеничного ходового обладнання 8 встановлена поворотна платформа 11 з пілоном 7, до якого на шарнірах приєднана стріла 2, керована гідроциліндрами 4. З протилежної сторони до пілона прикріплена металоконструкція відвального конвеєра 13, керованого через систему тяг гідроциліндром 15. На поворотній платформі встановлена також дизель-генераторна станція 12, механізм привода поворотної платформи 10 і привод повороту відвального конвеєра 9, кабіна машиніста 5 і система керування.

На стрілі 2 встановлений ротор 1 з дисковим живильником 19, що подає ґрунт на приймальний конвеєр 3. Ротор і живильник через карданний вал, конічний і двоступінчастий планетарний редуктор приводяться в рух тришвидкісним електродвигуном 17. При розробці ґрунту нижче рівня стояння (нижнє копання) ґрунт утримується на стрічці приймального конвеєра 3 притисним конвеєром 18. Конвеєр 3 приводиться від приводного барабана 16 з вмонтованим електродвигуном з двоступінчастим планетарним редуктором. Від цього ж барабана, за допомогою двох ланцюгових передач 18 і 21 (рис. 15.14, в, д, є) приводиться в рух барабан 16 притисного конвеєра і очисна щітка 24.

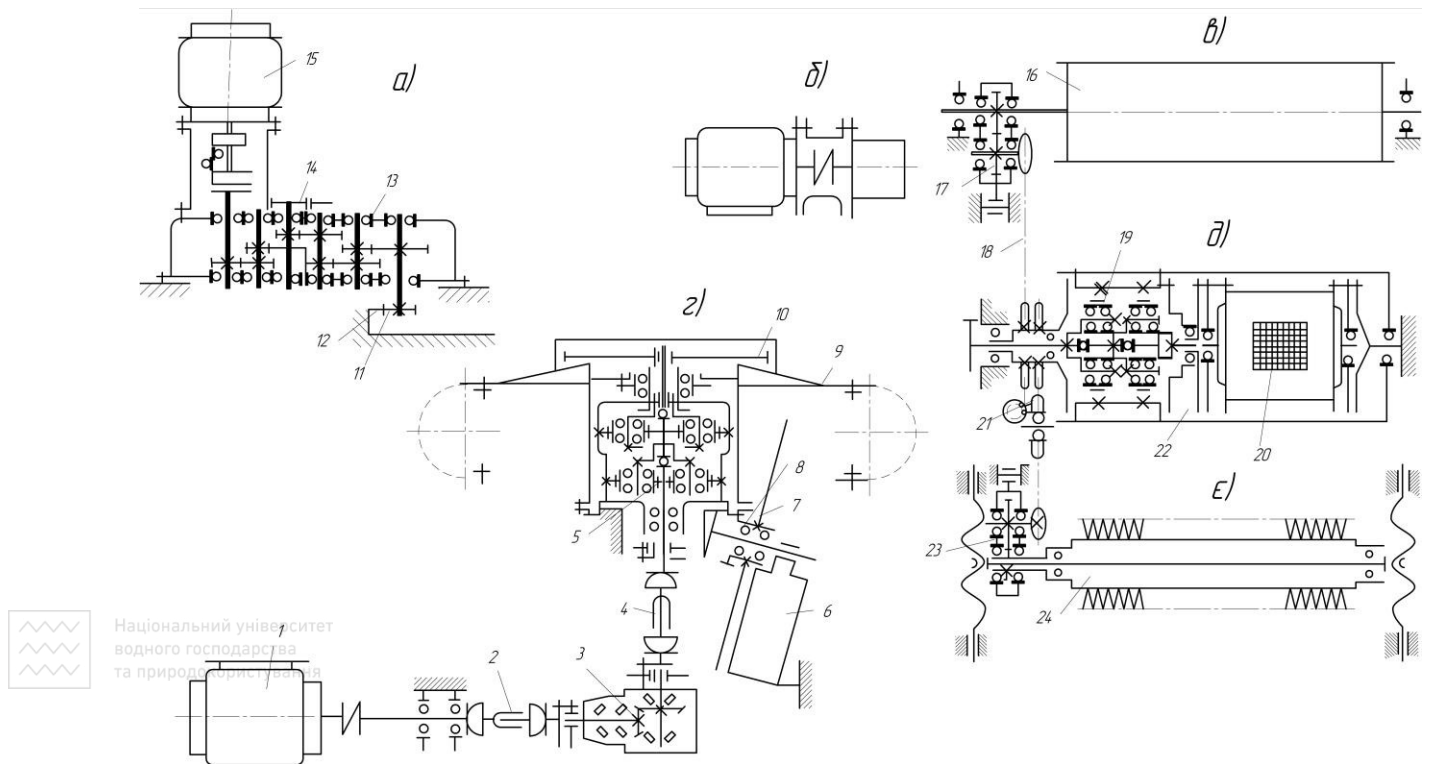


Рис. 15.14. Кінематична схема механізмів екскаватора EP-0251:

а - повороту платформи; *б* - привода насоса; *в* - стрічки притискного конвеєра; *г* - ротора і живильника; *д* - стрічки прийомного конвеєра; *е* - очисної щітки; електродвигуни; 1, 15 - тришвидкісні; 20 - вмонтований; 2, 4 - карданні вали; редуктори: 3 - конічний; 5, 19 - двоступінчасті планетарні; 13 - п'ятиступінчастий циліндричний; 17, 23 - одноступінчасті циліндричні; 6 - очисник дискового жи-вильника; 7 - дисковий живильник; шестірні: 8 - конічна привода живильника; 11 - вихідна валу редуктора; 12 - зубцюватий вінець поворотної платформи; 9 - ротор; 10 - шинно-пневматична муфта; 14 - гальмо; 16 - приводний барабан; 18, 21 - ланцюгові передачі; 22 - мотор-барабан; 24 - очисна щітка

З приймального конвеєра 3 ґрунт надходить на відвальний конвеєр 13, що приводиться в рух мотор-барабаном 14, який через розвантажувальний бункер видає ґрунт у відвал або у транспортний засіб.

Відвальний конвеєр 13 за допомогою механізму 9 може повертатися навколо осі, яка співпадає з віссю поворотної платформи, що дозволяє зберігати положення відвального конвеєра при повороті платформи екскаватора. Кут збіжності стріли ротора і відвального конвеєра складає не менш 90° .

Екскаватор розробляє забій на повну висоту при верхньому або нижньому копанні за кілька горизонтальних проходів, утворюючи виступи. Перехід з одного виступу на інший по висоті забою здійснюється зміною кута нахилу стріли ротора гідроциліндрами 4.

Робочі механізми (див. рис. 15.14) приводяться індивідуальними електродвигунами, що одержують живлення від дизель-генераторної станції 12 (див. рис. 15.13). Екскаватор можна підключати до зовнішньої електромережі змінного струму напругою 380 В. Керування екскаватором комбіноване - електричне і гідравлічне.

15.2. Визначення основних параметрів роторних кар'єрних екскаваторів

Основні параметри екскаваторів задаються при проектуванні машини; основні параметри екскаваторів визначаються у функції від основних за емпіричними залежностям, які наведені нижче.

Ступінь технічної досконалості багатоківшевих екскаваторів, особливо роторних, прийнято оцінювати коефіцієнтом $K'_{m.c.}$, т-год./м³, який визначається за формулою

$K'_{m.c} = m_e (Q_{m.c} H_k)^{-1}$, т-год./м³, де: $Q_{m.c}$ - теоретична продуктивність по розпушеній масі, м³/год.; $H_k = H_u + H_z$ - сумарна висота черпання вище і нижче рівня установки, м.

Уточнений показник $K''_{m.c.}$, що враховує коефіцієнт опору копанню K_F , МПа, тиск на ґрунт p_{cp} , МПа, а також максимальні вильоти відповідно осі ротора L_1 , м і барабана розвантажувального конвеєра L_2 , м, використовується для порівняння багатоківшевих екскаваторів одного класу:

$$K''_{m.c} = \frac{m_e p_{cp}}{Q_{m.c} K_F H_k L_1 L_2}, \text{ т год./м}^6. \quad (15.1)$$

Маса багатоківшевого роторного екскаватора m_e може бути визначена за наступними емпіричними залежностями: $m_e = \kappa H_p \sqrt[3]{Q_{m.c} H_p}$, т, де: κ - коефіцієнт, рівний 1,7 для екскаватора з невисувною стрілою і 2,05 для екскаватора з висувною стрілою; H_p - максимальна висота копання, м.

Робоча маса роторного екскаватора з малими лінійними параметрами (рис.15.15)

$$m_e = 2,15 \cdot 10^{-2} K'(a + L_c) Q_{m.c} \sqrt[3]{K_F}, \text{ т}, \quad (15.2)$$

де: $K' = 6,55(Q_{m.c} + 210)^{-1} + 3,5 \cdot 10^{-3}$, т-год./м³; a - відстань від осі підвісу роторної стріли до осі повороту верхньої будови екскаватора, м; L_c - довжина роторної стріли, м.

Встановлені потужності N_y роторного екскаватора

$$N_y = K_2 Q_{m.c} (10K_F + 0,17H_k + 1,3K_F \sqrt{H_k}), \text{ кВт}, \quad (15.3)$$

де $K_2 = 0,026$ - коефіцієнт для роторного екскаватора.

Встановлена потужність двигунів роторного екскаватора N_y може бути орієнтовно визначена також за залежністю

$$N_y = (1,1 \dots 1,2) m_e, \text{ кВт}. \quad (15.4)$$

Кінематичні особливості робочого процесу роторних екскаваторів визначаються схемами розробки стрічки породи (виступу).

Якщо розробка стрічки проводиться зі змінними радіусами R_1 і R_2 черпання (висувною стрілою), то товщина стружки постійна по всій довжині стрічки. Ширина стружки, що знімається ковшем роторного колеса за одне черпання, також постійна.

Якщо розробка стрічки здійснюється з постійним в плані забою радіусом черпання і кутовою швидкістю (стріла не висувна), то товщина стружки t_0 максимальна в напрямку подачі екскаватора на забій на осі роторного колеса.

Якщо розробка стрічки проводиться з постійним радіусом $R_1 = R_2$ черпання при змінній кутовій швидкості повороту стріли ротора, то стрічка в плані має серпоподібні обриси. Ширина стружки змінна і має мінімальну величину в напрямку подачі стріли ротора на забій.

Утворення кожної наступної стружки визначається способом переміщення ротора колеса: вертикальної - при наїзді екскаватора на забій або висуванні стріли ротора, горизонтальної - за рахунок опускання роторного колеса. Робота екскаватора способом вертикальної стружки застосовується найбільш часто на потужних роторних екскаваторах в породах середньої міцності.

Траєкторія різання ковшем складається з двох рухів, один з яких - рух подачі роторної стріли (поворотом платформи), а другий - обертальний рух виконавчого органа, які утворюють гвинтові лінії на торі. Нерухомою ланкою механізму при кожній зупинці екскаватора служить його ходовий пристрій.

Важливою умовою для роботи ковша є відношення його габаритів: довжини L_k , ширини b_k і висоти h_k .

На практиці співвідношення h_k/b_k змінюється в межах: від 0,5 до 1,1, а h_k/L_k - від 0,8 до 1,1. Оптимальні значення $h_k/b_k \approx 0,75 \dots 0,8$ та $h_k/L_k \approx 0,52 \dots 0,59$.

Професор М.Г.Домбровський рекомендує $L_k=b_k \geq 1,5h_k$ і $h_k = \sqrt[3]{E/K_e}$, де K_e - коефіцієнт місткості, який складає для незв'язних порід 1,0; для середньо-в'язких - 1,1 і для в'язких - 1,25.

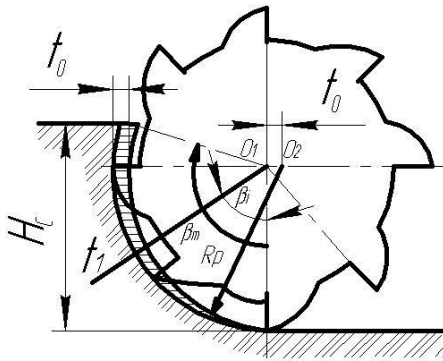


Рис. 15.15. Перетин стружки в площині обертання ротора

Миттєва товщина зрізу кожним ковшем за час повороту роторного колеса (рис. 15.15) з достатньою для практичних розрахунків точністю може бути виражена формулою: $t_i = t_0 \sin \beta_i$.

Виходячи з умови 100%-го заповнення об'єму E , m^3 ковша при відробітку виступу заданої висоти H_c (м), коефіцієнта розпушення породи K_p і частоти розвантаження ковшів за хвилину n_z , товщина стружки t_0 (м) на рівні осі колеса повинна бути:

$$t_0 = \sqrt{\frac{E \varepsilon_0}{K_p H_c}} = \sqrt{\frac{Q_m \varepsilon_0}{60 H_c n_z}}, \text{ м}, \quad (15.5)$$

де: $\varepsilon_0=1,2...2,8$ - відношення товщини стружки t_0 до її ширини b_0 на рівні осі колеса; Q_m - теоретична продуктивність, $m^3/\text{год}$.

Ширина стружки b_0 визначається відстанню між ковшами $a = (2\pi R_p)/Z$ і відношенням швидкостей повороту \mathcal{G}_e , м/с і різання \mathcal{G}_p , м/с за формулою:

$$b_0 = a \cdot \tan \xi = a \mathcal{G}_e \mathcal{G}_p^{-1}, \text{ м}, \quad (15.6)$$

де: R_p - радіус ротора; Z - число ковшів на колесах; g - прискорення вільного падіння; \mathcal{G}_e - швидкість подачі; \mathcal{G}_p - швидкість різання.

При постійній швидкості різання зміна кута ξ пропорційна зміні лінійної швидкості повороту стріли і залежить від кутів нахилу стріли α і повороту ковша від вертикалі β .

При заданих швидкостях \mathcal{G}_p і \mathcal{G}_e , і значеннях β кут ξ змінюється у залежності від довжини і кута нахилу стріли. Найменше його значення відповідає найбільшому вильоту стріли і навпаки.

Максимальна частота обертання ротора залежить від діаметра ротора

$$\omega_{\max} = (0,5...0,7) \omega_{kp} = (2,22...3,14) \sqrt{D_p^{-1}}, \text{ рад/с}. \quad (15.7)$$

Для гравітаційних роторів діаметр може бути визначений виходячи з місткості E , m^3 ковша у залежності:

$$D_p^e = 5,5 + 3,3E - 0,28E^{-1}, \text{ м}. \quad (15.8)$$

Постійність кута ξ досягається регулюванням відношення кутових швидкостей ω_e і ω_p . При незмінній кутовій швидкості обертання ротора ω_p ($\mathcal{G}_p = \text{const}$) регулюється тільки ω_e .

У роторного екскаватора, який має змінну швидкість повороту стріли, максимальну величину кута знаходять з виразу:

$$\xi_{\max} = \arctg \frac{\mathcal{G}_{e\max}}{\mathcal{G}_{p\min}} = \arctg \frac{R'_c \omega_{e\max}}{R_p \omega_{p\min}} \leq (10...15)^\circ, \quad (15.9)$$

де R'_c - миттєвий радіус черпання (відстань від осі обертання платформи до зуба ковша).

Для збереження оптимального кута різання δ в межах $25...37^\circ$ максимальний кут ξ_{\max} не повинен перевищувати 15° . Для усунення небезпеки зминання виступу (забою) боковою поверхнею ковша повинен бути передбачений кут зближення бокових стінок ковшів в плані, рівних $2\xi_{\max} + (2...3)^\circ$.

Для збереження раціональних умов різання і заданої продуктивності необхідно регулювати кутову швидкість повороту стріли ротора при зміні її вильоту (залежність обернено пропорційна). При цьому навіть для екскаваторів, які відробляють концентричні в плані стрічки, межі зміни \mathcal{G}_e , стають досить великими, потребуючи зміни кутової

швидкості повороту в 2...2,5 рази (залежно від величини висування стріли).

Початкова швидкість повороту роторної стріли \mathcal{G}_{e0} , необхідна для забезпечення заданої теоретичної продуктивності машини Q_m

$$\mathcal{G}_{e0} = \frac{Q_m b_0 K_p}{3600 E} = \frac{Q_m}{3600 t_0 H_c}, \text{ м/с.} \quad (15.10)$$

Роторні екскаватори з невисувною стрілою відробляють серпоподібні стрічки у плані забою. Товщина стружки на рівні осі колеса змінюється у міру повороту стріли ротора від осі подачі $t_\varphi = t_0 \cos \varphi$.

З метою зменшення впливу серпоподібності форми стружки і збереження постійної продуктивності у екскаватора з невисувною стрілою вдаються до регулювання швидкості повороту останньої (ширини стружки) у функції кута повороту φ за законом $\mathcal{G}_{e0i} = \mathcal{G}_{e0} / \cos \varphi_i$. Однак, вплив серпоподібної форми різання може бути усунений тільки у зоні регулювання швидкості повороту, що обмежується кутом $\varphi_{\max}=60^\circ$.

При відхиленні роторної стріли у своєму поворотному русі від напрямку переміщення екскаватора на кути $\varphi=\varphi_1$ від забою і $\varphi=\varphi_2$ до забою, які перевищують 60° , висувна здатність робочого органа використовується не повністю, оскільки після повороту стріли на кут 60° швидкість повороту зберігає своє постійне значення, рівне $\mathcal{G}_{e \max}=2\mathcal{G}_{e0}$, а отже, ківш ротора на всій ділянці різання, що залишилася, знімає стружки з товщиною або висотою, що зменшуються, але постійної ширини.

Зусилля опору породи копанню, яке долається ковшем при відокремленні стружки

$$P_{pi} = F_i K_F, \text{ кН,} \quad (15.11)$$

де: F_i - площа стружки, що відокремлюється ковшем, м^2 ; K_F - коефіцієнт опору породи копанню, кПа .

При числі n ковшів, що одночасно знаходиться у контакті із забоем висотою H_c (див. рис. 15.13) і, яке визначається як ціле численна частина числа $n = \text{ent} Z \beta_n / 2\pi$, загальний опір різанню $P_{\Sigma p}$ на колесі радіусом R_p , тобто колове зусилля на роторі визначиться із виразу

$$P_{\Sigma p} = \sum_1^n P_{pi} = \frac{K_F Q_m C}{120 R_p n_p} = \frac{K_F Q_m}{400 R_p n_p}, \text{ кН,} \quad (15.12)$$

де: n_p - частота обертання роторного колеса, хв.^{-1} ; C_i - коефіцієнт, що залежить від числа ковшів на роторному колесі Z і кута β і рівний в середньому 0,3.

Потужність привода роторного колеса N_{op} витрачається на відокремлення стружки від масиву N_p , підйом породи ковшами колеса від забою до місця розвантаження N_n , подолання сил тертя часток породи об обичайку, перемішування породи і надання кінетичної енергії породі що викидається і, нарешті, на подолання опорів в приводі в опорах, який враховується загальним ККД привода η $N_{op} = (N_p + N_n) \eta^{-1}$, кВт.

Потужність, яка потрібна на відокремлення стружки від масиву (на різання), визначається сумою опорів на ковшах, що беруть участь одночасно в різанні

$$N_p = P_{\Sigma p} v_p = 2,62 \cdot 10^{-4} K_F Q_m, \text{ кВт,} \quad (15.13)$$

Потужність, що витрачається на підйом породи ковшами роторного колеса і на розвантаження, знаходиться за формулою:

$$N_n = 2,62 \cdot 10^{-4} Q_m R_p \gamma g K_m, \text{ кВт,} \quad (15.14)$$

де: ρ - густина породи, т/м^3 ; $K_m = 1,4...1,85$ - коефіцієнт, який враховує втрати потужності на затирання породи між обичайкою і колесом і надання породі кінетичної енергії.

Потужність, що витрачається на надання породі кінетичної енергії і тертя породи об обичайку, для роторів з гравітаційним розвантаженням не перевищує 2...3% від $(N_p + N_n)$ і враховується коефіцієнтом K_m .

З потужності на привод роторного колеса можна визначити коефіцієнт опору породи копанню K_F , який може подолати двигун привода роторного колеса

$$K_F = 3,82 \cdot 10^3 N_{op} Q_m^{-1} \eta - R_p \gamma g K_m, \text{ кПа.} \quad (15.15)$$

Частота обертання роторного колеса n_p повинна бути можливо більшою за умовами розвантаження ковшів.

Число розвантажень ковшів за хвилину

$$n_z = 9,55 \gamma Z T^{-1} = (4,78 \dots 3,15) \gamma_0 Z, \text{ хв.}^{-1}, \quad (15.16)$$

де γ_0 - кут розвантаження ковшів, рад. Для камерних роторів $\gamma_0=74 \dots 90^\circ$, для безкамерних $\gamma_0=90 \dots 130^\circ$; T - час, потрібний на повне вивантаження породи з ковшів під дією її ваги. Для безкамерних роторів: $T=2 \dots 3$ с.

При конкретному проектуванні робочого органа максимальну величину частоти обертання роторного колеса n_p , хв.⁻¹ визначають за емпіричною формулою

$$n_{p\max} = 14,8 R_p^{-0,5}. \quad (15.17)$$

Потужність двигунів привода повороту стріли ротора у процесі екскавації витрачається на подолання моментів опору від бокових складових зусилля копання M_δ , невідновженості верхньої поворотної будови екскаватора при його повороті на похилі M_n , сил тертя в опорно-поворотному пристрої M_{mp} , вітрового навантаження M_e , сил інерції M_i .

Момент опору

$$M_\delta = P_\delta r, \text{ Нм,} \quad (15.18)$$

де: r - радіус прикладання сили відносно осі повороту верхньої будови, м; P_δ - сумарне бокове зусилля на ковшах колеса, кН, яке визначається залежно від категорії ґрунту і параметрів стружки, тобто відношення $\varepsilon=t_0/b_0$ (табл. 15.1). Момент опору

$$M_n = g(m_{n.ч} + m_n) r_{n.ч} \sin \alpha, \text{ Нм,} \quad (15.19)$$

де: $m_{n.ч}$, і m_n - маса відповідно поворотної частини і породи, що знаходиться на роторній стрілі, т; $r_{n.ч}$ - відстань від осі повороту до центру тяжіння поворотної частини, м; α - кут відхилення осі повороту від вертикалі, град.

Таблиця 15.1

Рекомендовані розрахункові значення P_δ/P_p

Категорія ґрунту	$\varepsilon_0 = t_0 / b_0$		+
	0,15-1,5	1,5-2,5	2,5-4,0
I-II	0,20	0,25	0,35
III	0,35	0,40	0,50
IV-V	0,50	0,55	0,65

Момент тертя у опорно-поворотному пристрої M_{mp} визначається із залежності $M_{mp}=0,01g(m_{n.ч}+m_n)Rf_{kf}f_{np}f_{ek}(2rk)^{-1}$, Нм, а момент сил інерції M_i у розрахунку не враховується, зважаючи на його незначність.

Таким чином, потужність двигунів повороту стріли ротора $N_{\delta.n}$ буде

$$N_{\delta.n} = (M_\delta + M_n + M_{mp} + M_e) \omega_e \eta^{-1}, \text{ кВт,} \quad (15.20)$$

де: $\eta=0,45 \dots 0,65$ - ККД механізму повороту; ω_e - кутова швидкість повороту платформи, рад./с.

Експериментальні дослідження, виконані на екскаваторах показують, що $M_i+M_{mp}+M_e$ для роторних екскаваторів, як правило, складає $(0,45 \dots 0,55) M_\delta$. У зв'язку із цим з достатньою для практичних розрахунків точністю можна прийняти:

$$N_{\delta.n} = 1,5 M_\delta \omega_e \eta^{-1}, \text{ кВт.} \quad (15.21)$$

Момент, що розвивається гальмом механізму повороту, повинен бути достатній для фіксації верхньої будови непрацюючого екскаватора при розташуванні машини на

розрахунковому похилі і швидкісному вітровому напору.

Продуктивність роторного екскаватора. До основних факторів, що впливають на продуктивність екскаватора, відносяться наступні:

- 1) складність розробки гірничої маси, яка оцінюється категорією породи і її станом;
- 2) технічні дані, стан і надійність екскаватора;
- 3) кваліфікація машиніста;
- 4) якість забою, що оцінюється його висотою, умовами підходу транспорту до місця навантаження, освітленістю;
- 5) організація робіт, залежна від достатності транспортних засобів, стану доріг, своєчасного постачання паливом, енергією, запасними частинами та ін.

Теоретична (годинна) продуктивність екскаватора $Q_{m.ч.}$ по розпушеній масі

$$Q_{m.ч.} = 60En_z, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (15.22)$$

де: E - місткість ковша, м^3 ; n_z - число розвантажувальних ковшів за хвилину, хв.^{-1} .

Для багатокішшевих екскаваторів n_z вказується у технічній характеристиці, яке приводиться у довідниках.

Технічна продуктивність Q_{mex}

$$Q_{mex} = Q_{m.ч.} \frac{K_n}{K_p} \frac{t_p}{t_p + t_n} = 60En_z \frac{t_p}{t_p + t_n} K_{зк}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (15.23)$$

де: K_n і K_p - коефіцієнти відповідно наповнення ковша і розпушення породи (беруться з довідника), $K_n=0,8...1,1$ і $K_p=1,1...1,5$; t_p - тривалість безперервної роботи екскаватора при одному напрямі руху робочого органа; t_n - тривалість зміни напрямку руху робочого органа (для багатокішшевих); $K_{зк}=K_n/K_p$ - коефіцієнт екскавації.

Експлуатаційна продуктивність Q_e визначається за формулою:

$$Q_e = Q_{mex} T_c K_e = 60 \frac{t_p}{t_p + t_n} K_{ек} E n_z T_c K_e, \text{ м}^3/\text{змін}, \quad (15.24)$$

де: T_c - тривалість зміни, год.; K_e - коефіцієнт використання екскаватора за часом.

Для екскаваторів, що працюють з навантаженням в залізничні вагони, K_e приймається рівним 0,55...0,8, з навантаженням в автосамоскиди, на конвеєри і у відвал - 0,8...0,9.

Річна продуктивність $Q_{e.г}$ екскаватора

$$Q_{e.г} = Q_e T_z, \text{ м}^3/\text{рік},$$

де T_z - число робочих змін у рік.

15.3. Продуктивність гірничо-транспортних комплексів

У технологічному потоці машин, які створюють комплекс, визначальним фактором є продуктивність виймально-навантажувальної машини

$$Q_k = N E n T_c K_{зк} K_e^i = N L V K_e^i = N n \frac{V_T}{K_p} = \frac{V_y}{K_p} T_c K_e^i, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (15.25)$$

де: N - число одиниць обладнання, зайнятих в даному потоці; n - число циклів за годину; K_e^i - коефіцієнт використання даного обладнання за часом; L - продуктивність бурового верстата за зміну, м ; V - вихід гірничої маси з 1 м свердловини, м^3 ; V_y - місткість транспортного засобу, м^3 ; V_T - об'єм гірничої маси, яка переміщується відвалоутворювачем за цикл, м^3 ; T_c , E , $K_{зк}$ і K_p - також, що і для формул (15.23)...(15.25).

Продуктивність виймально-вантажної машини, що входить в комплекс (роторний екскаватор), залежить від:

- конструктивних, кінематичних і лінійних параметрів, а також динамічних характеристик екскаватора;
- фізико-механічних властивостей порід, що розробляються, і їх стану у момент

екскавації, транспортування або відвалоутворення;

- технологічних умов застосування екскаватора, структурного складу комплексу, організації робочого процесу на гірничому підприємстві (прийнята система ППР), надійності елементів, що входять у комплекс і кваліфікації персоналу.

Розрізняють теоретичну, технічну, забійну і експлуатаційну продуктивність комплексу.

На теоретичну продуктивність екскаватора (15.22) впливають тільки фактори, перераховані у першому пункті, які повністю визначаються конструкцією машини і для конкретної моделі є постійними.

Технічна ж продуктивність комплексу $Q_{\text{тех.к}}$ вимірюється за щільністю маси і характеризується технічною продуктивністю екскаватора (з врахуванням залежності 15.23) при його безперервній роботі у складі гірничо-транспортного комплексу в конкретних гірничо-геологічних умовах

$$Q_{\text{тех.к}} = Q_{\text{тех.з}} K_{\text{ек}} \eta_F \eta_\gamma = 573 E Z \omega_{\text{max}} K_{\text{ек}} \eta_F \eta_\gamma, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (15.26)$$

де: η_F - коефіцієнт, що характеризує зниження продуктивності екскаватора залежно від відношення фактичного коефіцієнта опору породи копанню K'_F до прийнятого коефіцієнта при розрахунку потужності приводів ротора і механізму повороту K_p ; η_γ - коефіцієнт, що характеризує зниження пропускної спроможності конвеєрів по гірничій масі залежно від відношення щільності породи γ_p , прийнятої при розрахунку потужності привода конвеєра, до конкретної щільності γ породи, що підлягає транспортуванню екскаватором; ω_{max} - найбільша кутова швидкість обертання ротора з Z ковшами при розрахунковому K_F , рад/с

$$\eta_F = \frac{K_F + 6,7 \cdot 10^{-3} \rho_p D_p}{K'_F + 6,7 \cdot 10^{-3} D_p}, \quad (15.27)$$

де D_p - діаметр ротора, м.

Дійсне значення технічної продуктивності обмежується: при розробці порід з $K'_F \leq K_F$ - потужністю приводів ротора і механізму повороту; при розробці порід з $\gamma \geq \gamma_p$ - пропускною спроможністю конвеєрів по гірничій масі. Тому основні параметри транспортно-відвального (вантажного) обладнання, що працює у комплексі з роторним екскаватором, слід визначати з виразу (15.26) при $\eta_F = \eta_\gamma = 1$ і $K_n = 1$.

Забійна продуктивність $Q_{\text{з.к}}$ визначається фактичною технічною продуктивністю екскаватора, яку він може забезпечити у конкретних умовах забою. Вона визначається з врахуванням витрат часу на виконання екскаватором всіх елементів операцій, обумовлених схемою відробітку забою і складає

$$Q_{\text{е.к}} = Q_{\text{тех}} K_m K_y, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (15.28)$$

де: K_m - коефіцієнт технічно можливої безперервності роботи (або коефіцієнт забою). Визначається як відношення теоретично мінімального необхідного часу, що витрачається на відробіток блоку об'ємом V з продуктивністю, рівною технічною $Q_{\text{тех.к}}$ до фактично витраченого часу T_ϕ на відробіток того ж блоку; $K_y = T_\phi^p / T_\phi$ - коефіцієнт керування, що характеризує співвідношення між фактичними витратами часу при виконанні як робочих, так і допоміжних елементів операцій і розрахунковими, передбаченими коефіцієнтами безперервності K_m роботи.

На практиці на величину T_ϕ впливає ступінь поєднання елементів операцій у часі. Найбільший інтерес представляють крайні випадки, а саме робота з повною відсутністю поєднання елементів операцій і з максимальним поєднанням, оскільки вони характеризують діапазон, варіації коефіцієнта K_y за одних і тих же умов експлуатації.

Експлуатаційна продуктивність, будучи одним із основних техніко-економічних показників роботи роторного екскаватора загалом, виражається у кубічних метрах, отриманих за зміну, місяць, сезон або рік експлуатації і визначається як $Q_{\text{е.к}} = V_\phi / T_\phi$, де V_ϕ

- дійсний об'єм гірничої маси, m^3 , відпрацьованої екскаватором за даний календарний відрізок часу T_k .

Контрольні питання

1. Загальна будова роторних кар'єрних екскаваторів.
2. Класифікація роторних кар'єрних екскаваторів.
3. Опишіть робоче обладнання роторних екскаваторів.
4. Опишіть схеми компонування роторного привода.
5. Порівняйте схеми запасовування канатних підвісок роторної стріли.
6. Визначення основних параметрів роторних кар'єрних екскаваторів.
7. Розрахунок продуктивності роторного екскаватора.
8. Продуктивність гірничо-транспортних комплексів.

Розділ четвертий. ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ



Національний університет
водного господарства
та природокористування

16. СКРЕПЕРИ

16.1. Загальні відомості, будова, класифікація і компоновка скреперів

Скрепер є ківшевою землерийно-транспортною машиною, що здійснює пошарову розробку ґрунту, транспортує і розрівнює його. При цьому можливе часткове ущільнення ґрунту.

Скреперами можна розробляти ґрунт до IV категорії включно. Для підвищення ефективності роботи скреперів із ґрунтами III–IV категорій їх попередньо розпушують. Для більш швидкого наповнення ковша застосовують штовхачі, які збільшують силу тяги.

Скрепери використовують для будівництва насипів з бічних резервів, виїмок з переміщенням ґрунту в насип, зведення гребель, риття котлованів, проведення розкривних, меліоративних і іригаційних робіт, а також для ущільнення ґрунту, покладеного в насипи.

За способом з'єднання скреперного обладнання з тягачем скрепери розділяють на причіпні, напівпричепи і самохідні (рис. 16.1). У причіпних скреперів скреперне обладнання має двоосьову ходову частину. Навантаження від маси обладнання і ґрунту повністю передається на ґрунт через колеса власної ходової частини. У напівпричіпних скреперів скреперне обладнання опирається на однією ходову частину і через те частина навантаження передається на тягач. У самохідних скреперів є по одній осі у тягача і скреперного обладнання. При такій конструкції частина навантаження скреперного обладнання передається на тягач.

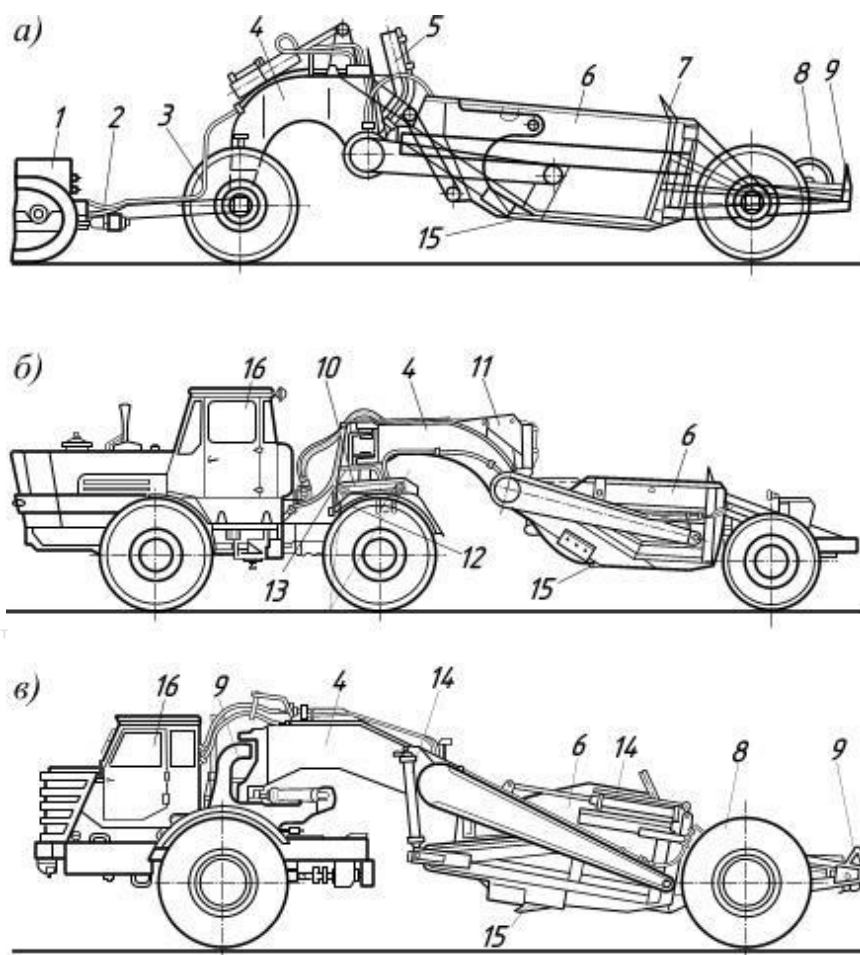


Рис. 16.1. Основні типи серійних скреперів:

а - причіпний скрепер ДЗ-79; *б* - напівпричіпний скрепер ДЗ-87-1; *в* - самохідний скрепер ДЗ-11П;
1 - трактор; 2 - причіпний пристрій; 3 - переднє колесо; 4 - рама; 5 - гідроциліндр; 6 - ківш; 7 -
задня стінка; 8 - заднє колесо; 9 - буфер; 10 - сідлово-зчіпний пристрій; 11 - важільний механізм
керування заслінкою; 12 - важелі; 13 - кронштейн; 14 - гідроциліндри; 15 - ножі; 16 - кабіна

Будова самохідного скрепера, що представляє собою комбінацію одноосового тягача з одноосовим ковшем, показана на рис. 16.2. Робочим органом машини є ківш (рис. 16.3). Стінки ковша дещо скошені для зменшення налипання ґрунту. Ковші всіх скреперів оснащують буферами, на які діють штовхачі. До балок буферів приварюють кронштейни для кріплення осі задніх коліс. У буферах встановлюють направляючі балки, по яких на роликах пересувається задня стінка. Ножі ковша виготовляють із декількох частин, що забезпечує заміну тільки однієї частини при затупленні і поломці. Ріжучу частину ножа наплавляють твердими сплавами для підвищення її зносостійкості.

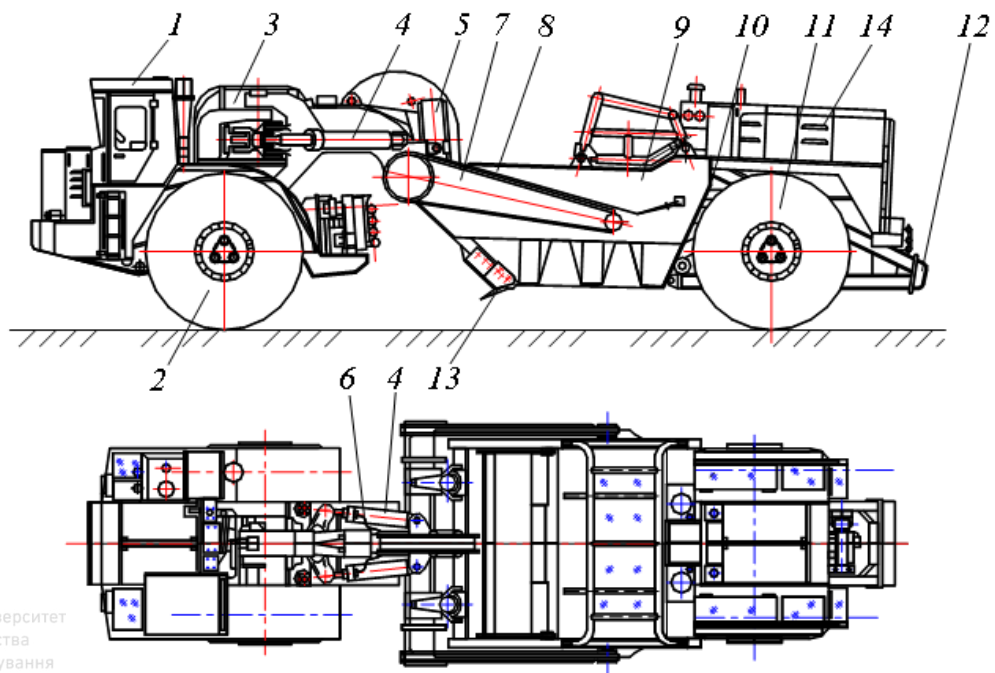


Рис. 16.2. Конструктивна схема самохідного двомоторного скрепера:

1 - тягач; 2 - ведучі колеса; 3 - зчіпний пристрій; 4 - гідроциліндри повороту; 5 - гідроциліндр підйому ковша; 6 - гідросистема; 7 - тягова рама; 8 - заслінка; 9 - ківш і задня рама; 10 - задня стінка; 11 - ведені колеса; 12 - буферний пристрій; 13 - ніж; 14 - двигун

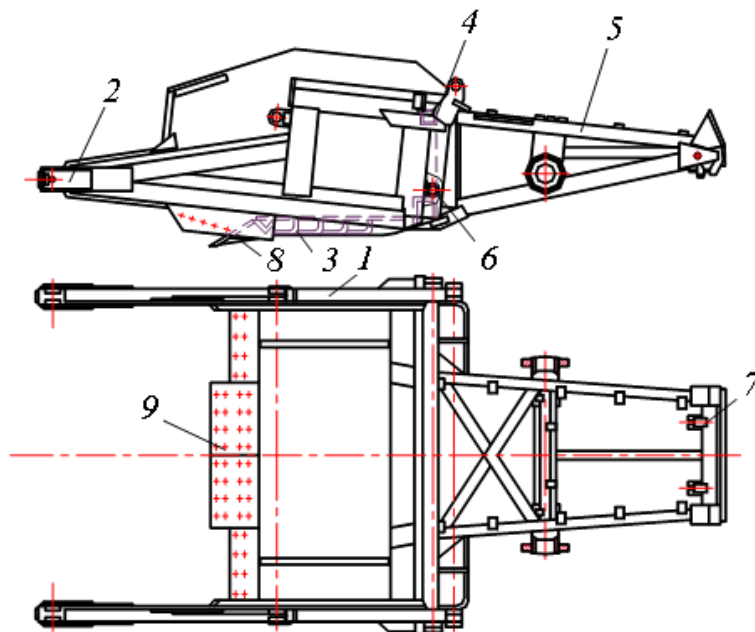


Рис. 16.3. Конструктивна схема ковша самохідного скрепера:

1 - бічні стінки; 2 - бічна балка; 3 - днище ковша; 4 - задня балка; 5 - буфер; 6 - втулки шарнірів тягової рами; 7 - втулки шарнірів заслінки; 8 - підножова плита; 9 - ніж

Заслінка ковша (рис. 16.4, а) призначена для утримання в ньому ґрунту. Вона також створює умови для найбільш інтенсивного надходження ґрунту в ківш при наборі. Форма заслінки впливає на утворення призми волочіння і від неї залежить місце розташування ножа скрепера. Ківш заповнюється ґрунтом краще, а призма волочіння виходить меншою при заслінці з більш опуклою стінкою. У сучасних скреперах застосовують заслінки із зовнішнім і внутрішнім кріпленням її важелів до ковша. В останньому випадку можна зменшити габаритну ширину скрепера на 30...40 см. Роботою заслінок керують за допомогою гідроциліндрів.

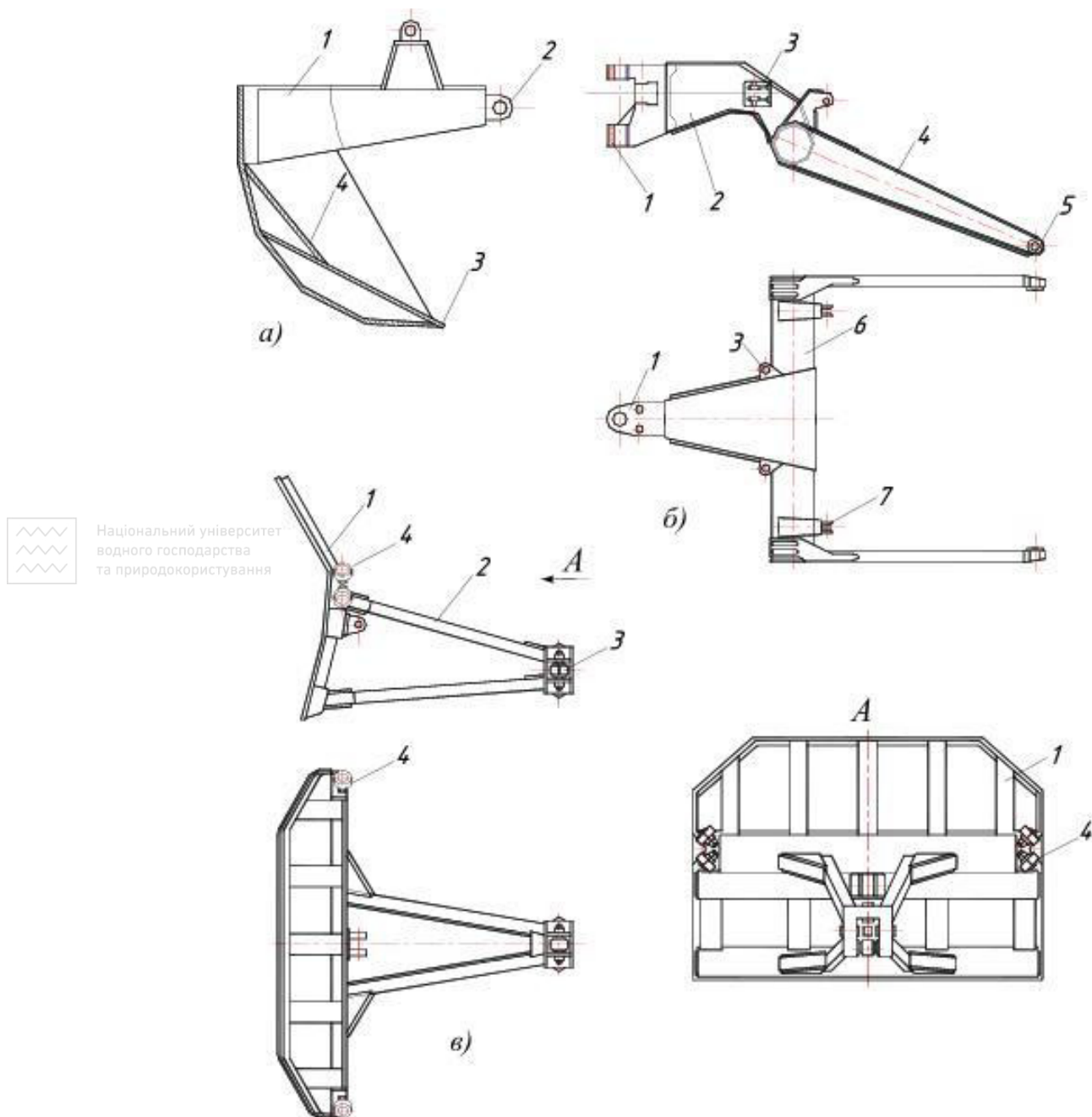


Рис. 16.4. Конструктивні схеми елементів робочого обладнання скрепера:
а - заслінка; б - тягова рама; в - задня стінка

Тягова рама скрепера (рис. 16.4, б) призначена для з'єднання ковша з тягачем. Складається з хобота 2, що з'єднаний з рамою сидельного пристрою тягача, трубчастої поперечної балки 6 і запряжних тяг 4, що охоплюють ківш і з'єднуються з ним шарнірами. Ківш піднімають два гідроциліндри, закріплені в кронштейнах 3 хобота. Штоки циліндрів прикріплені шарнірно в передній частині бічних стінок ковша.

Задня стінка ковша (рис. 16.4, в) являє собою коробчастий щит 1, який має козирки і систему підкосів. Стінка переміщується всередині ковша, виштовхуючи з нього ґрунт при розвантаженні. Для пересування і центрування задня стінка має ролики 3, 4. Висувають задню стінку гідроциліндрами.

Скрепер виконує такі операції: копання ґрунту з заповненням ковша, транспортування і розвантаження його з пошаровим укладанням в спорудження, зворотний рух до забою.

Скрепери класифікують за місткістю ковша, способом пересування, схемами підвіски ковша, способом його завантаження і розвантаження, за видом передньої

заслінки і системи керування.

Відповідно до Держстандарту 5738–73 і 10055–75 за місткістю ковшів скрепери підрозділені на малі (до $4,0 \text{ м}^3$), середні ($5...12 \text{ м}^3$) і великі (15 м^3 і більше).

В останні роки намітилася тенденція до збільшення потужності двигунів і місткості ковшів з метою зниження вартості розробки одиниці об'єму ґрунту. З 1950 по 2000 р.р. місткість ковшів у нових марок скреперів була збільшена в 3 рази, потужність двигунів – у 2,5 рази. В результаті в 1,5 рази збільшилася продуктивність.

За способом пересування розрізняють скрепери причіпні, напівпричіпні і самохідні. Причіпні одноосьові або двоосьові скрепери буксирують в основному гусеничними тракторами, рідше двоосьовими пневмоколісними тракторами і тягачами. Напівпричіпні і самохідні скрепери переміщують одно- або двоосьовими пневмоколісними тягачами або тракторами. Гусеничними тракторами буксирують скрепери з ковшами місткістю до 25 м^3 , колісними тракторами і тягачами – скрепери з ковшами від 6 до 40 м^3 (рис. 16.5)

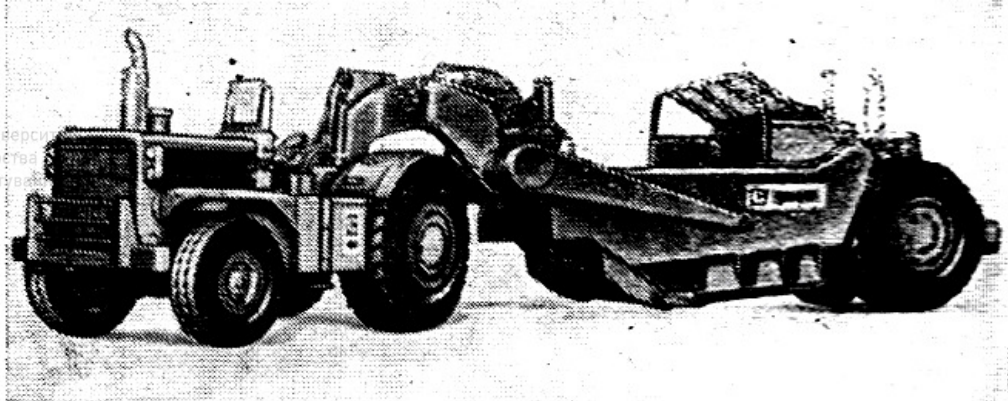


Рис. 16.5. Напівпричіпний двомоторний скрепер з двоосьовим сидельним тягачем автомобільного типу потужністю 560 к.с. і активною задньою віссю з двигуном потужністю 420 к.с. ($q=30 \text{ м}^3$)

Напівпричіпні і самохідні скрепери відрізняються невеликою питомою масою. Для збільшення зчіпної маси з метою підвищення тягового зусилля по зчепленню застосовують активні задні осі. Для цього встановлюють на задній осі скрепера другий двигун або застосовують дизель-електричний привод з мотор-колесами.

Ковші самохідних скреперів з одною ведучою віссю можуть цілком наповнюватися тільки зі штовхачами, тому що для цього в них не вистачає власної зчіпної маси. На групу 6...7 скреперів потрібен один спеціально обладнаний штовхач. Самохідні скрепери з двома ведучими осями можуть розробляти малозв'язні ґрунти без штовхачів (вони необхідні для розробки важких суглинків і глин).

За схемою підвіски ковша розрізняють скрепери рамної і безрамної конструкції. В перших ківш шарнірно підвішений до спеціальної рами, у других рамою, що спирається на вісь, є сам ківш.

Спосіб завантаження ковша сучасних скреперів (рис. 16.6) застосовують або примусовий під тиском зрізаної стружки ґрунту, або вільний – за допомогою вмонтованих в передню частину ковша завантажуючих пристроїв (рис. 16.6, а). При першому способі ківш переборює великі опори. У скрепера з вільним завантаженням скребковий елеватор встановлений під кутом $45...50^\circ$ замість передньої заслінки. Ґрунт, що зрізується ножом, транспортується в ківш нижньою віткою елеватора. Привод елеватора може бути гідравлічним або механічним при відборі потужності від основного двигуна або, рідше, від автономного двигуна, встановленого в задній частині скрепера. У таких скреперів маса і потужність силових установок на 18...20% більша, ніж у звичайних, при рівній продуктивності. Ці скрепери не можуть працювати в ґрунтах з кам'яними включеннями. Хоча елеватор має три-чотири швидкості ($0,5...1,5 \text{ м/с}$), точно погодити їх з умовами розробки ґрунту важко, через що сповільнюється завантаження і збільшується його шлях.

Тому на операції наповнення таких ковшів часу витрачається на 10...20% більше, ніж у звичайних. До переваг скреперів з елеваторним завантаженням відносять можливість роботи їх тонкими стружками постійної товщини, що необхідно при планувальних і зачищувальних роботах, більш рівномірне завантаження двигуна і розпушення ґрунту. Розвантаження таких скреперів показано на рис. 16.6, б.

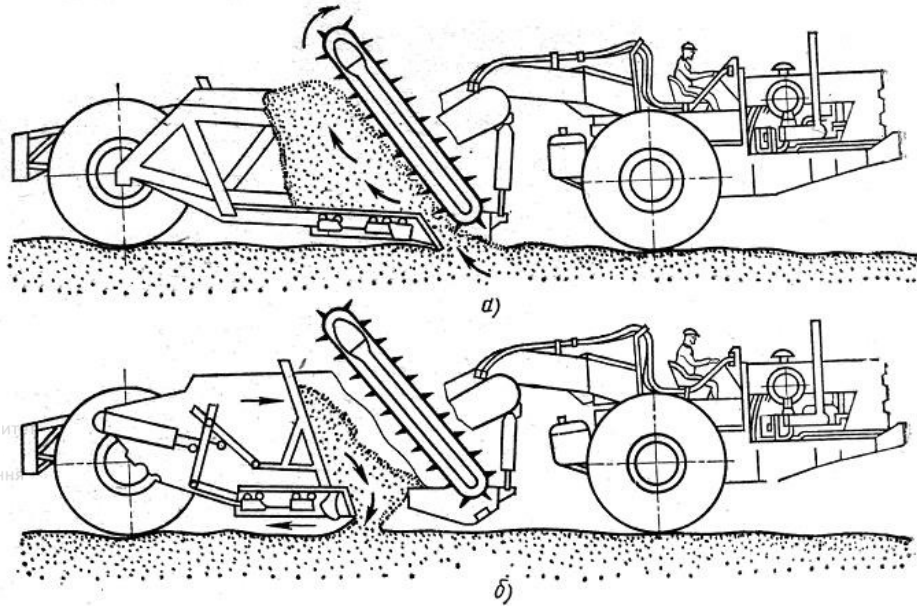


Рис. 16.6. Самозавантажуючий скрепер з скребковим конвеєром:
а – заповнення; б – розвантаження

За способом розвантаження розрізняють скрепери з вільним розвантаженням (вперед або назад), напівпримусові (щілинний або донний) і примусові. При вільному розвантаженні (рис. 16.7, а) весь ківш повертають на такий кут, при якому ґрунт висипається з нього під дією власної сили ваги.

При напівпримусовому способі (рис. 16.7, в і г) ківш розвантажується за рахунок повороту днища - задньої стінки (при цьому бічні стінки ковша залишаються нерухомими). Недоліком вільного і напівпримусового розвантаження є неповне розвантаження ковшів при роботі в перезволожених ґрунтах. При примусовому способі розвантаження (рис. 16.7, б) ґрунт виштовхується з ковша задньою стінкою, яка рухається вперед і дозволяє цілком розвантажувати ківш. Застосовується також комбінований спосіб розвантаження (рис. 16.7, д).

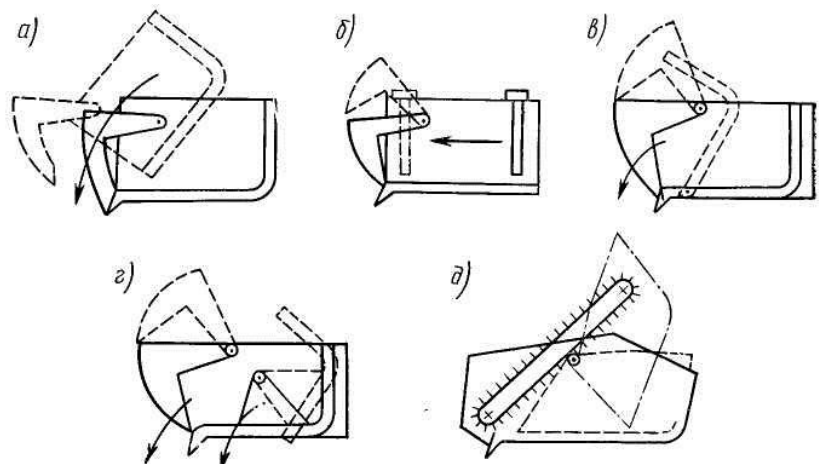
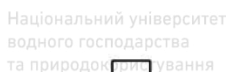


Рис. 16.7. Схема способів розвантаження скреперів:
а - вільний; б - примусовий; в, г - напівпримусовий; д - комбінований

В одноосьових причіпних скреперах через ведені колеса передається переважна частина сили ваги машини і ґрунту в ковші, у двоосьових – вся сила; у напівпричіпних і самохідних скреперів сила ваги машини і ґрунту в ковші передається в основному на ведучі колеса і гусениці, що сприяє збільшенню сили зчеплення з дорогою. Наприклад, у агрегаті з двоосьового причіпного скрепера і гусеничного тягача (рис. 16.8, а) близько



Причіпні і напівпричіпні скрепери просто і швидко від'єднуються від трактора або тягача, після чого останні можна використовувати в зчепі з іншими машинами. В самохідних скреперах тягач після від'єднання від скрепера рухатися самостійно не може і застосовується тільки як складова частина іншого агрегату, наприклад, самохідного землевоза або котка. При дизель-електричному приводі для підвищення тягової потужності цих машин індивідуальні електродвигуни з редуктором вбудовуються в маточини коліс. З двох і більше таких скреперів можуть складатися скреперні потяги (рис. 16.9).

620

ковша, завантаження при русі під ухил, робота з гребінчастою системою вирізки ґрунту в забої. До конструктивних заходів відноситься застосування різних рішень ріжучої частини ковша і періодичне її відновлення або заміна. Скорочення тривалості циклу досягається скороченням дальності перевезення, збільшенням швидкості транспортування, зменшенням витрат часу на зайві переключення швидкості і повороти. Велике значення має кваліфікація скрепериста, його вміння знаходити оптимальні співвідношення між тяговим зусиллям машини і робочими опорами.

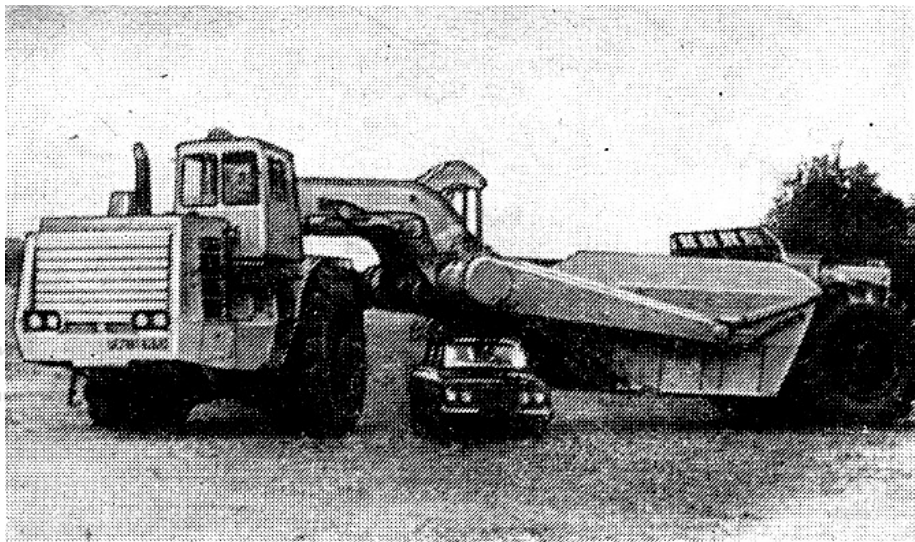


Рис. 16.9. Дизель-електричний скрепер з ковшем місткістю 25 м³

Як показав Д.І.Плешков, різноманіття використовуваних конструкцій скреперів викликано прагненням підвищити їхню продуктивність і економічність у конкретних умовах роботи. Підвищення місткості і потужності скреперів для використання їх на об'єктах з великими обсягами робіт знижує вартість одиниці об'єму розроблюваного ґрунту, але збільшує капіталовкладення і транспортні витрати на перекидання машинного парку з одного місця на інше, викликає необхідність у більш важкому обладнанні і більш кваліфікованому персоналі для обслуговування машин. Це визначає важливість дослідження області раціонального застосування скреперів кожного типу, економічності завантаження ковшів скреперів і транспортування ґрунту, умов раціональності роботи зі штовхачами і самозавантаження скреперів, впливу на роботу скреперів стану ґрунтів, під'їздних колій, погодних та інших факторів.

Скрепери пристосовані для розробки переважно однорідних піщано-глинистих ґрунтів малої і середньої міцності ($p_{св}=0,1\ldots0,15$ МПа). При більшій міцності ґрунту і необхідності скреперної розробки ґрунтів із включеннями їх варто попередньо розпушувати. Збільшення місткості і потужності скреперів, застосування елеваторного завантаження, а також спеціальних конструкцій ріжучих елементів сприяє розробці ґрунтів підвищеної міцності.

Проектування і виготовлення скреперів підлягає вимогам державних стандартів (ДСТ 5738–73* і ДСТ 10055–75), у яких зазначений ряд місткостей ковша цих машин (від 3 до 25 м³), питома матеріалоемність та інші параметри скреперів, технічні вимоги до них, ком-плектність, правила приймання, методи випробувань та ін.

16.2. Робочий процес скреперів

Скрепери призначені для розробки, транспортування і укладання ґрунту в штучні спорудження або у відвал з наступним розрівнюванням, плануванням і частковим ущільненням. Можливість виконання закінченого циклу робіт дозволяє широко використовувати скрепери на будівництві автомобільних шляхів і залізниць, гідротехнічних та іригаційних споруджень, у промисловому і цивільному будівництві, на

відкритих розробках у гірничорудній промисловості, розробці кар'єрів. У дорожньому будівництві скреперами зрізують рослинний шар з переміщенням ґрунту у відвал, розкривають кар'єри, планують площадки, виконують такі роботи по зведенню земляного полотна як облаштування насипів з односторонніх і двосторонніх бічних резервів (у комплексі з бульдозерами), а також зводять насипи і розробляють виїмки різної довжини, висоти і глибини, відсипають підходи до мостів. Розробляють і переміщують ґрунт причіпними скреперами на відстань 100...300 м і самохідними - на 500...2500 м. При будівництві гідротехнічних і іригаційних споруд скреперами розробляються канали, відсипаються дамби і греблі, проводиться планування полів та ін. У ґрунтах III-IV категорії скрепери звичайно працюють у комплексі з бульдозерами, що використовуються як штовхачі, а також з розпушувачами. Скрепери не рекомендується застосовувати на заболочених, незв'язних і перезволожених ґрунтах (при вологості більше 25%), при розробці сипучих пісків, на ґрунтах з великими кам'янистими включеннями, на ділянках, не очищених від чагарнику, пнів, валунів, при розробці міцних ґрунтів без попереднього розпушення.

Скрепер – машина циклічної дії. Його робочий цикл включає різання ґрунту з наповненням ковша, транспортування, вивантаження, холостий хід. Набір і вивантаження ґрунту відбувається тільки при русі скрепера по прямій. Набір здійснюється на нижчих передачах з максимально можливою товщиною стружки. Навантажений скрепер транспортується на високих передачах з врахуванням стану транспортних шляхів.

В останній час з'явилися самохідні двомоторні скрепери з приводом обох осей, які можуть набирати ґрунт без штовхача, одномоторні скрепери працюють з штовхачем. Без штовхача можуть працювати спарені скрепери, які по черзі наповнюють свої ковші, а потім роз'єднуються і транспортують ґрунт кожний самостійно. Можуть самостійно завантажуватись також скрепери з примусовим механічним завантаженням або скрепери зі зниженими опорами при наповненні ковша. Транспортні швидкості звичайно не перевищують для причіпних скреперів 10...15 км/год., напівпричіпних – 30...40 км/год., самохідних – 50...60 км/год.

Опір у кінці наповнення ковша скрепера визначається аналогічно опору бульдозера

$$W = W_m + W_p + W_n + W_n + W_z, \quad (16.1)$$

де: W_m - опір руху навантаженого скрепера; W_p - опір різанню; W_n - наповненню ковша скрепера; W_n - опір переміщенню призми волочіння; W_z - опір від затуплення ножа.

Опір переміщенню навантаженого скрепера визначається як

$$W_m = (G_c + G_z)(f \pm i), \quad (16.2)$$

де: G_c - вага скрепера, кН; G_z - вага ґрунту в ковші скрепера, кН; f - коефіцієнт опору переміщення; i - нахил поверхні руху.

Вага ґрунту в ковші G_z дорівнює

$$G_z = \frac{V_k \gamma_n \kappa_n g}{\kappa_p}, \quad (16.3)$$

де: V_k - геометрична місткість ковша, м³; γ_n - щільність ґрунту в природному стані, Н/м³; κ_n - коефіцієнт наповнення ковша ґрунтом (табл. 16.1); g - прискорення вільного падіння; κ_p - коефіцієнт розпушення ґрунту (табл. 16.2).

Таблиця 16.1

Значення коефіцієнта наповнення ковша скрепера κ_n для різних ґрунтів

Ґрунт	Без штовхача	З штовхачем
Сухий розпушений пісок	0,5...0,7	0,8...1,0
Супісок і середній суглинок	0,8...0,9	1,0...1,2
Важкий суглинок, глина	0,6...0,8	0,9...1,2

Таблиця 16.2

Значення коефіцієнта розпушення ґрунту в ковші скрепера κ_p

для різних ґрунтів

Ґрунт	Вологість, в %	Щільність ґрунту в природному стані, т/м ³	κ_p
Сухий пісок	—	1,5...1,6	1,0...1,2
Вологий пісок	12...15	1,6...1,7	1,1...1,2
Легкий супісок	7...10	1,5...1,7	1,1...1,2
Супіски і суглинки	4...6	1,6...1,8	1,2...1,4
Середній суглинок	15...18	1,6...1,8	1,2...1,3
Сухий пильоватий суглинок	8...12	1,6...1,8	1,2...1,3
Важкий суглинок	17...19	1,65...1,8	1,2...1,3
Суха глина	—	1,7...1,8	1,2...1,3

Опір ґрунту різанню визначається залежністю

$$W_p = \kappa F, \quad (16.4)$$

де: κ - питомий опір різанню, кН/м², має такі значення (табл. 16.3); F - площа вирізаної стружки (для прямих ножів $F = Bh$, для ступінчастих $F = Bh_1 = B_1h_2$, де: h_1 - заглиблення бокових ножів; B_1 - ширина середнього ножа, h_2 - заглиблення середнього ножа).

Таблиця 16.3

Значення питомих опорів ґрунту різанню гострими ножами, кН/м²

Категорія ґрунту	Вид ґрунту	Величина κ
I	Піщані ґрунти	50...70
II	Супіски і суглинки	80...100
III	Важкі суглинки, глини	90...120

Глибина різання в процесі набору ґрунту змінюється від максимальної h_{\max} на початку наповнення до мінімальної h_{\min} в кінці наповнення. Значення h_{\max} і h_{\min} наведені в табл. 16.4.

Таблиця 16.4

Значення h_{\max} і h_{\min} для різних місткостей ковша

Місткість ковша, м ³		Вид ґрунту			
		пісок	супісок	суглинок	глина
6	h_{\max}	20/30	15/25	12/20	9/14
10	h_{\max}	30-35	20-25	20/25	15/20
15	h_{\max}	35	25	25/35	20/25
6	h_{\min}		6-8	4-6	4
10	h_{\min}		10-12	8-10	8
15	h_{\min}		14-16	10-12	8

У таблиці приведені значення в чисельнику h_{\max} при роботі без штовхача, в знаменнику зі штовхачем.

Опір наповненню ковша знаходиться за формулою

$$W_n = (BH^2x + hHB) \frac{\gamma g}{\kappa_p} (1 + \kappa_\epsilon \operatorname{tg} \delta), \quad (16.5)$$

де: B - ширина ковша; H - висота наповнення ковша; h - глибина різання; γ - щільність ґрунту непорушеної структури, кг/м³; κ_p - коефіцієнт розпушення ґрунту; κ_ϵ - коефіцієнт бокового тиску ґрунту на стінку ковша (орієнтовно $\kappa_\epsilon = 1/(1 + 2\operatorname{tg}^2 \rho)$); δ - коефіцієнт зовнішнього тертя; g - прискорення вільного падіння; x - коефіцієнт, який залежить від внутрішнього тертя ґрунту ($x = \sin \rho \cos \rho$).

Значення кута внутрішнього тертя ρ і величини x наведені в табл. 16.5.

Таблиця 16.5

Значення кута ρ і коефіцієнта x

Ґрунт	Кут внутрішнього тертя ρ , град	x
Пісок	35-45	0,46-0,5
Супісок	25-35	0,40-0,47
Суглинок	28-30	0,37-0,44
Глина	14-19	0,24-0,31

Опір переміщенню призми волочіння дорівнює

$$W_n = yBH^2 \frac{\gamma_z}{\kappa_p} g \cdot \operatorname{tg} \rho, \quad (16.6)$$

де, крім раніше прийнятих позначень, y - коефіцієнт об'єму призми волочіння перед заслінкою ковша. Значення коефіцієнта y наведені в таблиці 16.6.

Таблиця 16.6

Значення коефіцієнта y

Місткість ковша, м ³	Вид ґрунту				
	пісок	супісок	суглинок		глина
			сухий	вологий	
до 6	0,26	0,22	—	0,10	0,10
6-10	0,28	0,17	0,13	0,10	0,05
10-15	0,32	0,16	0,11	0,09	—
більше 15	0,32	0,15	0,10	0,09	—

Опір від затуплення W_z визначається аналогічно визначенню цього опору для бульдозера.

Продуктивність скрепера в м³/год визначається за формулою:

$$P_c = \frac{3600V_k k_n k_p}{t_{\text{ц}} \kappa_p}, \quad (16.7)$$

де, крім раніше прийнятих позначень, $t_{\text{ц}}$ - час циклу роботи скрепера.

Чисельні значення коефіцієнтів наповнення k_n і розпушення k_p для різних ґрунтів приведені в таблиці 16.7.

Таблиця 16.7

Значення коефіцієнтів наповнення ковша і розпушення ґрунту прямим ножем

Вид ґрунту	Об'ємна вага, т/м ³	k_n	k_p
Пісок сухий	1,5-1,6	0,6-0,7	1,1
Пісок з вологістю 12...15%	1,6-1,7	0,7-0,9	1,5-1,20
Чорнозем вологий, торф	1,5-1,6	1,1-1,25	1,3-1,35
Супіски та суглинки	1,6-1,8	1,1-1,2	1,2-1,4
Глина суха	1,7-1,8	1,1-1,2	1,2-1,4

Час циклу складається з часів окремих операцій циклу

$$t_{\text{ц}} = 3,6 \left(\frac{l_n}{g_n} + \frac{l_{\text{нав}}}{g_{\text{нав}}} + \frac{l_p}{0,6g_{\text{тр}}} + \frac{l_{\text{хх}}}{g_{\text{хх}}} \right) + n_1 t_{\text{нов}}, \quad (16.8)$$

де: l_n і g_n - довжина шляху наповнення і відповідна швидкість; $l_{\text{нав}}$ і $g_{\text{нав}}$ - шлях і швидкість руху навантаженого скрепера; l_p - шлях розвантаження ґрунту з ковша (табл. 16.8); $l_{\text{хх}}$ і $g_{\text{хх}}$ - довжина шляху холостого ходу скрепера; $t_{\text{нов}}$ - час одного повороту скрепера ($t_{\text{нов}}=20...60$ с); n_1 - кількість поворотів за робочий цикл.

Довжина шляху наповнення дорівнює

$$l_n = \frac{1,25V_k}{0,6Bhk_p}, \quad (16.9)$$

де: 1,25 - коефіцієнт, який враховує витрати ґрунту в бокові валики і призму волочіння; 0,6 - враховує співвідношення між середньою і максимальною глибинами різання; h - максимальна глибина різання; B - ширина ковша.

Шлях розвантаження l_p залежить від об'єму ковша і виду ґрунту ($l_p=5...10$ м).

Таблиця 16.8

Довжина шляху розвантаження скреперів, м

Категорія ґрунту	Місткість ковша скрепера, м ³		
	до 6	6-10	>10
I, II	6-7	6-10	8
III	8-10	8-10	10
IV	10	12	15

Коефіцієнт наповнення ковша залежить від виду, стану ґрунту, прийнятої схеми набору, кваліфікації оператора. Найбільшого значення коефіцієнт наповнення досягає під час роботи скрепера в супіщаному і легкому суглинистому ґрунті оптимальної вологості при різанні під ухил 8...12% (не більше 15%). У випадку зниження вологості в 1,5...2 рази нижче оптимальної наповнення ковша зменшується в піщаних ґрунтах на 12...15%, супіщаних і суглинистих – на 7%, глинистих – на 26%. При підвищенні вологості в 1,2...1,5 рази вище оптимальної наповнення ковша зменшується в піщаних ґрунтах на 10%, супіщаних – на 22%, суглинистих – на 10%, глинистих – на 29%.

Товщина стружки при наборі ґрунту залежить від тягового зусилля трактора тягача на першій передачі. У межах тягових можливостей скреперного агрегату, чим більша товщина стружки, тим швидше наповнюється ківш. У табл. 16.9 приведені значення максимальної товщини стружки, що рекомендуються для різних умов роботи скреперів.

Таблиця 16.9

Значення максимальної товщини стружки при заповненні ковшів скреперів, см

Місткість ковша скрепера, м ³	Потужність двигуна трактора, кВт		Вид ґрунту			
	Тягач	Штовхач	Пісок	Супісок	Суглинок	Глина
3	55	–	15	12	10	7
6	75	75	20/30	15/25	12/20	9/14
10	130	75	30–35	20–25	20/25	15/20
15	250	180	35	25	25/35	20/25

Примітка. У чисельнику приведена максимальна товщина стружки при роботі без штовхача, у знаменнику – зі штовхачем.

У міру заповнення ковша збільшується опір наповненню. Якщо при цьому відсутній резерв тягової сили, тяговий баланс може бути відновлений тільки за рахунок зменшення опору різанню, тобто виглиблення ножа. Такий спосіб набору ґрунту, коли різання здійснюється на режимі повного використання тягових можливостей трактора з поступовим зменшенням товщини стружки до мінімально допустимої величини, називається набором за клиновою схемою. Застосування клинової схеми дозволяє зменшити час набору і підвищити коефіцієнт наповнення ковша. Якщо ківш не наповнюється за один цикл набору за клиновою схемою, здійснюється друге, а іноді й третє заглиблення. Такий спосіб заповнення ковша називається набором за гребінчастою схемою. В цьому випадку ківш врізається в ґрунт на максимально можливу глибину, а потім у міру зниження числа обертів двигуна здійснюється виглиблення ковша приблизно на 70% з наступним заглибленням після відновлення номінального числа обертів. Кожне

наступне заглиблення менше попереднього по глибині і довжині прохідного шляху. Для одержання більш рівної поверхні забою повторний набір варто робити з перекриттям гребенів, що утворилися під час попереднього, тобто починати його на відстані 3...5 м від місця набору в попередньому проході. Застосування гребінчастої схеми дозволяє підвищити коефіцієнт наповнення до 1,1...1,15 при довжині набору 15...25 м у легких ґрунтах (при двох заглибленнях) і до 1,05...1,1 при шляху набору 25...30 м (із трьома заглибленнями) у важких ґрунтах. У табл. 16.10 приведені порівняльні дані про наповнення ковша із застосуванням різних схем набору.

Таблиця 16.10

Дані про наповнення ковшів скреперів, %

Схеми різання	Об'єм ґрунту в ковші, %	Час набору, с	Використання потужності тягача, %		Питома продуктивність, м ³ /кВт	Питома енергоемність, кВт/м ³
			на початку набору	наприкінці набору		
Пряма пошарова	100	100	50	80–100	100	100
Гребінчаста	107–110	85–90	80	100	125	85
Клинова	113–115	55–60	80	100	200–210	65

Ефективність заповнення ковша залежить також від положення заслінки в різні моменти набору. У перший період набору, коли наповнення відбувається шляхом вільного переміщення ґрунту по днищу від ножа до задньої стінки, заслінку необхідно підняти на висоту 60...80 см. У другому періоді ґрунт заповнює ківш у передній частині, при цьому необхідно опустити заслінку так, щоб ширина щілини між нею і ножем не перевищувала 20...25 см при роботі в незв'язних і пухких ґрунтах і 40 см – у зв'язних ґрунтах. У третьому періоді, коли наповнюється верхня частина ковша з фонтануванням стружки через шар ґрунту в ковші, заслінка піднімається додатково на висоту 10...15 см. Підвищення наповнення ковша досягається також використанням трактора штовхача, що дозволяє на останньому етапі наповнення вести набір при великій товщині стружки, збільшити міцність, стійкість стружки при її проходженні через масу ґрунту в ковші. Виліт середнього ножа по висоті повинний бути не менше 180...200 м.

Скорочення часу циклу досягається за рахунок економії часу на окремих операціях, а також сполучення операцій. Наприклад, сполучення підйому заслінки й опускання ковша або опускання заслінки і підйом ковша з рухом скреперного агрегату перед розвантаженням і після закінчення набору ґрунту дає економію часу в 15...20% за цикл. На середню тривалість набору ґрунту істотно впливає порядок чергування проходів. Рекомендується робити набір за ребристо-шаховою схемою (рис. 16.8, а), що передбачає розробку ґрунту послідовними рядами проходів. Між проходками першого ряду залишають смуги нерозробленого ґрунту шириною, рівною половині ширини ковша. Другий ряд проходок починається на відстані половини шляху набору від початку першої проходки. При цьому зрізуються залишені гребінки. Наступні проходки також виконуються зі зсувом вперед і в сторони. Таким чином, першу половину шляху наповнення скрепер копає всією шириною ножа, а на другій зрізується тов-ста і вузька стружка, що легше проникає всередину ковша. При цьому коефіцієнт наповнення ковша досягає 1,1...1,15, а шлях і час набору скорочуються на 10...15%. Застосування при ребристо-шаховій схемі чергування проходок гребінчастої схеми набору дає коефіцієнт наповнення ковша до 1,2, при цьому трохи збільшується шлях наповнення (на 10...15%). Така схема наповнення рекомендується в першу чергу у важких ґрунтах. Істотне підвищення продуктивності може бути досягнуто застосуванням штовхачів. При цьому коефіцієнт наповнення ковша скрепера збільшується до 1,3, а час заповнення скорочується на 15...20%. Трактор-штовхач, обладнаний штовхаючим пристроєм, обслуговує до 5-6 скреперів у залежності від дальності транспортування ґрунту (табл. 16.11). При роботі зі штовхачем скрепери роблять набір ґрунту ланцюжком із

проміжками, що відповідають довжині шляху набору ґрунту. Після набору ґрунту скрепер направляється до місця розвантаження, а штовхач, продовжуючи рух, допомагає набирати ґрунт черговій машині. Такий метод дозволяє скоротити пробіги штовхача і ліквідувати простої скрепера в чеканні штовхача. При використанні в якості штовхачів бульдозерів до відвалів прикріплюють дерев'яні бруси, старі покриви, що пом'якшують удари і запобігають ушкодженню відвала.

Таблиця 16.11

Кількість скреперів, що обслуговуються одним штовхачем

Відстань переміщення ґрунту, м	Кількість скреперів при місткості ковша, м ³				
	причіпних			самохідних	
	до 6	8-10	10-15	8-10	10-15
100	2	2	2	2	3
250	4	3	3	3	4
500	5	4	5	4	5
700	—	6	6	6	6
1000	—	—	—	6	6
1500	—	—	—	—	—
2500	—	—	—	—	—



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Час, що витрачається на транспортні операції скрепера, навіть при малій відстані транспортування складає суттєву частину циклу. Скорочення цієї складової часу циклу відкриває широкі можливості для підвищення продуктивності. Скорочення може бути досягнуте в результаті використання раціональних схем руху по найкоротшому шляху, з найменшим числом поворотів, з найбільшою швидкістю, що досягається головним чином підтримкою транспортних шляхів у належному стані. В результаті вирівнювання й ущільнення транспортних шляхів швидкість руху зростає на 50...100%.

Схема руху скрепера повинна бути розроблена так, щоб повороти виконувалися з порожнім ковшем. При цьому бажано з метою рівномірного зносу механізмів повороту чергувати праві і ліві повороти. Найбільше поширення одержали схеми руху скрепера по „еліпсу”, „вісімці”, „спіралі”, „зигзагами”.

Еліптична схема (рис. 16.10, б) застосовується при зведенні насипів висотою до 4...5 м бічних резервів і фронті робіт 50...100 м при розробці виїмок з відсипанням ґрунту в насипи або кавальєри. Цим же способом ведуться роботи з влаштуванням напіввиїмок і напівнасів, планувальні роботи. При розробці виїмок з поздовжнім переміщенням ґрунту в насипи з двох сторін виїмки застосовується наскрізна еліптична схема (рис. 16.10, в), що дає можливість скоротити число поворотів.

Видозмінами еліптичної схеми є поздовжньо-човникові, поперечно-човникові, поперечно-діагональна схеми руху (рис. 16.10, г-і). Поздовжньо-човникова і поперечно-діагональна схеми застосовуються при розробці двох бічних резервів у насип, поперечно-човникова – при розробці виїмки в два кавальєри. Схема „спіраль” (рис. 16.10, ж) – також різновид еліптичної схеми. Вона використовується при зведенні невисоких насипів з бічних резервів (різниця між висотою насипу і резерву не більше 2...2,5 м). Ґрунт вивантажується смугами, перпендикулярними до осі насипу. При роботі з еліптичних схем для рівномірного зносу механізмів повороту необхідно періодично (через 1,5...2 години) змінювати напрямку руху. Схема руху „вісімкою” (рис. 16.10, з) застосовується при відсипанні насипів висотою до 4...6 м з бічних резервів, розробці коротких виїмок у двох насипів, при планувальних роботах, розробці виїмок у кавальєри. У цих випадках заощаджується час на один поворот у кожному циклі, черговими поворотами вліво і вправо досягається рівномірний знос механізмів повороту.

Різновид „вісімки” – схема „двостороння петля”. Застосовується така схема при відстані транспортування ґрунту до 200 м. Перевагою її є зручність планування ґрунтовозних доріг, тому що навантажений і холостий хід проводять на одній ділянці.

Зигзагоподібна схема (рис. 16.10, *і*) застосовується при зведенні насипів висотою 2,5...6 м з бічних резервів при коротких насипах і виїмках, що чергуються на косогах. Перевага зигзагоподібної схеми полягає в скороченні числа крутих поворотів скрепера в кожному циклі, що зменшує час циклу на 5...6%.

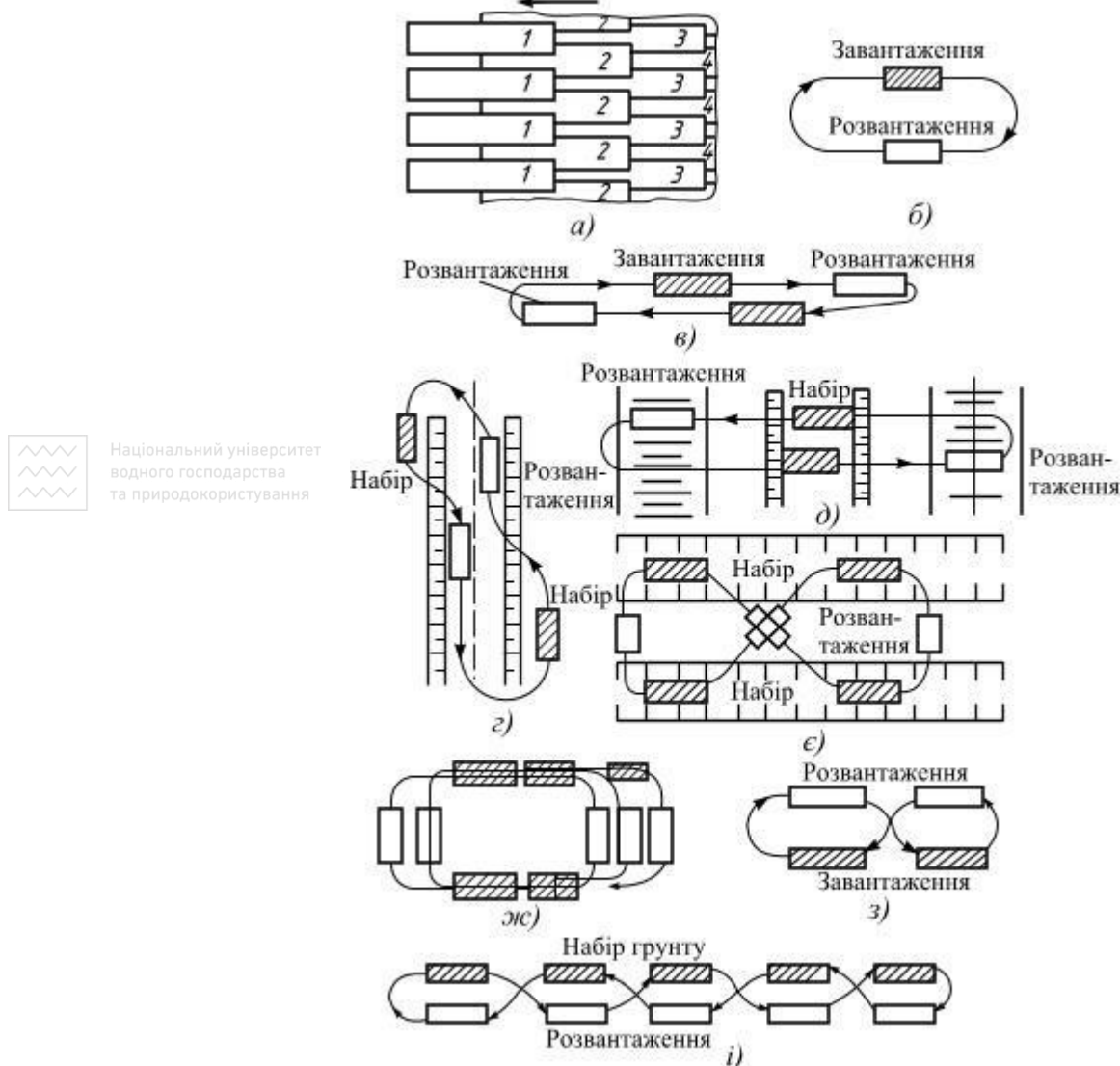


Рис. 16.10. Схеми роботи скреперів

Для зменшення часу на операції підйому, опускання ковша і розвантаження необхідно в першу чергу правильно відрегулювати механізми керування робочими органами скрепера. При підйомі ковша в транспортне положення глибина різання наприкінці набору повинна допускати виглиблення і підйом ковша на ходу. У цей же час, щоб уникнути втрат ґрунту, варто опустити заслінку.

Розвантаження ковша проводиться на тій же передачі, що і транспортування навантаженого скрепера. Інтенсивність розвантаження від 0,75 до 0,5 м³/с. При роботі на ґрунтах підвищеної вологості інтенсивність розвантаження знижується до 0,5...0,3 м³/с. Товщина шару, що відсипається, регулюється висотою установки ножа скрепера під час розвантаження. Розвантаження проводиться пошарово так, щоб кожне наступне відсипання здійснювалося поруч з попереднім, а проходи скрепера по відсипаному ґрунті використовувалися для попереднього ущільнення останнього.

У залежності від місткості ковша і швидкості транспортування ґрунту змінюється раціональна дальність возіння, що складає для причіпних скреперів місткістю ковша до 3 м³ – 250 м; 6...8 м³ – 350 м; 8...10 м³ – 550 м; 12...15 м³ – 700 м, для самохідних скреперів ємністю ковша 8...10 м³ – 1500 м, 12...15 м³ – 2500 м; 16...20 м³ – 3500 м; 25 м³ – 5000 м.

При використанні в якості тягачів швидкохідних колісних тракторів типу Т-150К дальність транспортування, що рекомендується, для причіпних скреперів може бути підвищена на 25...30%, а при агрегуванні колісних тракторів типу Т-150К, К-700 з напівпричіпними скреперами – на 35...40%.

На продуктивність істотно впливають уклони транспортних шляхів – поздовжні і поперечні (підйоми і спуски). При наявності поздовжніх уклонів середня швидкість руху знижується. Поперечні уклони небезпечні в зв'язку з можливістю втрати стійкості. Відповідні рекомендації приведені в табл. 16.12.

Таблиця 16.12

Допустимі ухили при роботі скреперів

Агрегат	При підйомі		При спуску		Поперечний	
	%	град.	%	град.	%	град.
Скрепер причіпний: навантажений порожній	14–18	8–10	30	18	12	7
	20–23	11–13	40	22	12	7
Скрепер самохідний: навантажений порожній	12–15	7–8	27	15	10	5



Національний університет
водного господарства
та природокористування

16.3. ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ СКРЕПЕРА

ГОЛОВНИМ ПАРАМЕТРОМ СКРЕПЕРА Є ГЕОМЕТРИЧНА МІСТКІСТЬ КОВША V, РЯД ІНШИХ ПАРАМЕТРІВ Є ОСНОВНИМИ. ПАРАМЕТРИ СКРЕПЕРІВ РЕГЛАМЕНТУЮТЬ ДГСТ 10055-75, ДГСТ 5738-73 (ТАБЛ. 16.13; 16.14).

Таблиця 16.13

Основні параметри самохідних скреперів

Параметри	Типорозміри				
	СС-8	СС-10	СС-15	СС-25	СС-40
Геометрична місткість ковша, м ³	8	10	15	25	40
Суша маса, не більше, т	18	22	33	55	88
У тому числі тягача, не більше, т	9	11	16	25	42
Максимальна швидкість, не менше, км/год	50	50	50	50	50
Максимальне заглиблення, не менше, мм	155	200	200	250	300
Кліренс у транспортному положенні, не менше, мм	400	450	500	600	600
Питомий показник потужності (що рекомендується), не менше, кВт/м ³	18,5	18,5	18,5	14,5	14,5

Таблиця 16.14

Основні параметри причіпних скреперів

Параметри	Типорозміри				
	СПр-4,5	СПр-8	СПр-10	СПр-15	СПр-25
Геометрична місткість ковша, м ³	4,5	8	10	15	25
Вантажопідйомність, т	8,5	14,5	18	27	45
Питома матеріаломісткість, не більше, т/м ³	1,05	1,15	1,15	1,15	1,2
Максимальне заглиблення, не менше, мм	120	150	200	200	250
Висота шару відсіпання, не менше, мм	350	400	420	450	550

Крім наведених у таблицях параметрів і показників, важливими характеристиками скрепера є радіус повороту, максимальний кут підйому, показники стійкості, тобто основні характеристики технічного рівня машини. Підвищення технічного рівня скреперів можна досягти вдосконаленням ножової системи, застосуванням напрямних

пристроїв для завантаження, двохщільним завантаженням ковша, використанням транспортуючих пристроїв для примусового завантаження ковша, газовим змаченням ковша, поліпшенням тягово-зчіпних якостей (повноприводні машини, скреперні потяги та ін.).

Основні розміри ковша (ширина B_k , довжина L і висота H) одержують залежно від го-лового параметра, який задається або встановлюється тяговим розрахунком.

Умовно місткість визначається залежністю

$$Q = B_k L H . \quad (16.10)$$

Ширину ковша B_k знаходять, виходячи з розміру колії тягача, з урахуванням розмірів елементів конструкції за формулою:

$$B_k = B_m + B_{ш} + 2\Delta B_k , \quad (16.11)$$

де: B_m - ширина тягача; $B_{ш}$ - ширина пневматичної шини або ширина гусениці; ΔB_k - зазор між ходовими пристроями тягача і стінкою траншеї при розробці скреперами траншей, ($\Delta B_k=30\dots60$ мм).

Габаритну ширину скрепера B_c визначають за формулою:

$$B_c = B_k + 2\Delta B_c , \quad (16.12)$$

де ΔB_c - сума товщини бічної стінки та її ребер жорсткості, товщини поздовжніх балок тягової рами та зазорів, необхідних для переміщення тягової рами відносно ковша.

Довжину і висоту ковша скрепера при відомій геометричній місткості V знаходять із співвідношень

$$L = \sqrt{\frac{\alpha_k V}{B_k}} ; \quad H = \sqrt{\frac{V}{\alpha_k B_k}} , \quad (16.13)$$

де α_k - відношення довжини ковша до його висоти, що визначають за рекомендаціями ВНДІбуддормаш, СибАДІ, ХАДІ (табл. 16.15) для ковшів традиційної конструкції скрепера або відповідно до досліджень робочого процесу машини оптимізацією відношення L/H по мінімальній енергоємності процесу.

Таблиця 16.15

Співвідношення розмірів скрепера за рекомендаціями
ВНДІбуддормаш, СибАДІ, ХАДІ

Геометрична місткість ковша скрепера, м ³	Значення α_k для ковша	
	короткого	довгого
4...6	1...0,8	1,8
6...8	0,9...0,8	1,2
10...12	0,95...0,85	1,4
15...18	1	1,4
20...25	1	1,4
25	1	1,3

Більшість скреперів традиційної конструкції мають співвідношення $\alpha_k=1$ для коротких ковшів. Довгі ковші можуть бути рекомендовані для скреперів із двощільним завантаженням, скреперів з ґрунтонапрямними та завантажувальними пристроями різних типів. Однак потрібно врахувати, що при цьому збільшується колісна база, погіршується маневреність скреперного агрегату.

Висоту заслінки ковша H_1 приймають не менше за $0,8H$, задньої стінки - $H_2=0,7H$ (рис. 16.11).

Кут різання ножа скрепера α вимірюють у положенні, коли різальна кромка ножа знаходиться в опорній площині коліс. Значення кута, що рекомендується для різання – $30\dots35^\circ$.

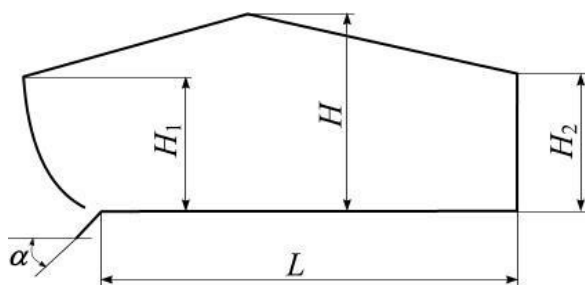


Рис. 16.11. Схема ковша скрепера

Розміри ступінчастих ножів (рис. 16.12) встановлюють на основі таких співвідношень: $B_6=0,25B$; $B_c=0,25B$.

Ножову систему збирають із чотирьох однакових ножів, ступінчата установка досягається формою підножової плити і розташуванням отворів для кріплення ножів.

Рекомендується перевірка можливості руху задніх коліс скрепера по площинах, що

прорізаються бічними ножами. Для цього потрібно дотримуватися умови: $B_c \leq K_3 - B_{ш}$, де: K_3 - коєфіцієнт задніх коліс при односкатних задніх колесах; $B_{ш}$ - ширина заднього колеса.

При двоскатних задніх колесах: $B_c \leq K_3 - B_{ш} - \Delta_{ш}$, де $\Delta_{ш}$ - відстань між скреперними шинами.

Виліт середнього ножа відносно бокових визначають залежно від місткості ковша (табл. 16.16).

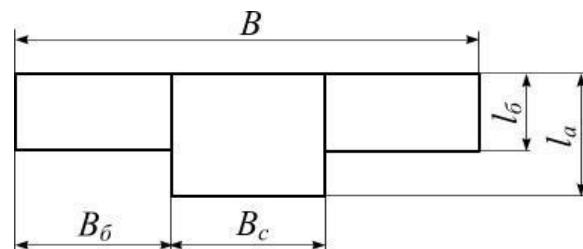


Рис. 16.12. Схема ступінчастої ножової системи

Таблиця 16.16

Рекомендований виліт середнього ножа

Параметри	Місткість ковша, м ³					
	4...6	6...8	10...12	15...18	20...25	25
Виліт середнього ножа, мм	60...80	80...100	100...120	120...140	140...160	160
Мінімальна глибина різання при розробці суглинків, мм	40...60	60...80	80...100	100...120	120...140	140
Мінімальна глибина різання при розробці супіску, мм	60...80	80...100	100...120	120...140	140...160	160

Для скреперів зі ступінчастими ножами мінімальна глибина і глибина різання дорівнюють

$$h_{np.min} = h_{min} - \left(1 - \frac{B_c}{B}\right)h_1, \quad h_{np.} = h - \left(1 - \frac{B_c}{B}\right)h_1, \quad (16.14)$$

де h_1 - приріст глибини різання під середнім ножем.

Необхідну тягу для заповнення ковша скрепера звичайно визначають за формулою Петерса. Загальний опір скрепера з незатупленими ножами, який долається тягачем, складається з чотирьох складових: опору переміщенню навантаженого скрепера W_1 , різанню W_2 , переміщенню призми волочіння W_3 і наповненню ковша W_4 :

$$P_m = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 = (G_c + G_{cp})f + KBh + gyBH^2\gamma_p\mu_1 + gBHh\gamma + gxBH^2\gamma_p, \quad (16.15)$$

де: G_c та G_{cp} - відповідно сили тяжіння порожнього скрепера і ґрунту в ковші; f - коефіцієнт опору переміщенню скрепера; K - опір різанню ґрунту ножем скрепера; h - глибина копання; y - коефіцієнт об'єму призми волочіння; γ_p - щільність ґрунту в розпушеному стані; μ_1 - коефіцієнт тертя ґрунту по ґрунту; x - коефіцієнт, що враховує внутрішнє тертя ґрунту $x=(\sin 2\rho)/2$; ρ - кут внутрішнього тертя ґрунту. Значення коефіцієнта y дорівнює 0,5...0,7; коефіцієнта x для глини - 0,24...0,31; суглинка та супіску

– 0,46...0,5.

Сила ваги порожнього скрепера визначається в залежності від об'єму ковша V

$$G_c = a_m V g, \quad (16.16)$$

де a_m - питома матеріаломісткість, що дорівнює $1...1,2 \text{ т/м}^3$ - для причіпних і $2,2...2,5 \text{ т/м}^3$ - для самохідних скреперів.

Вагу ґрунту в ковші визначають в залежності від щільності ґрунту і коефіцієнта розпушення K_p (табл. 16.17)

$$G_{cp} = \gamma \gamma_p K_n g = \gamma \frac{\gamma}{K_p} K_n g, \quad (16.17)$$

де K_n - коефіцієнт наповнення ковша.

Таблиця 16.17

Щільність, коефіцієнт розпушення ґрунту і коефіцієнт наповнення ковша

Ґрунт	Щільність ґрунту γ , кг/м ³	Коефіцієнт розпушення, K_p	Коефіцієнт наповнення, K_n
1. Сухий пісок	1500...1600	1,1	0,6...0,7
2. Пісок вологістю 12...15%	1600...1700	1,1...1,2	0,7...0,9
3. Чорнозем вологістю 12...15%	1500...1600	1,30...1,35	1,10...1,25
4. Супіски, суглинки вологістю 4...6%	1600...1800	1,2...1,4	1,1...1,2
5. Суха глина	1700...1800	1,2...1,3	1,0...1,1

Значення питомого опору різання ґрунту K приймають залежно від виду розроблюваного ґрунту: для піщаних ґрунтів – 0,59...0,70 МПа; для супісків та суглинку – 0,80...1,00 МПа; для важких суглинків і глин – 1,20 МПа.

Величина сили тяги P_m повинна бути менше вільної тяги тягача та штовхача або дорівнювати їй

$$P_m \leq T + K_c T_{ш}, \quad (16.18)$$

де: $T = G_m \varphi_c$ - вільна сила тяги тягача; G_m - зчіпне навантаження на ведучі колеса тягача; φ_c - коефіцієнт зчеплення рушія з ґрунтом непорушеної структури (для колісних тягачів $\varphi_c = 0,55...0,65$, для гусеничних $\varphi_c = 0,86...0,90$); $T_{ш}$ - вільна сила тяги штовхача; K_c - коефіцієнт сумісності роботи штовхача і тягача ($K_c = 0,80...0,85$).

Місткість ковша скрепера при заданій величині тягового зусилля тягача може бути визначена такою залежністю:

$$V = \left\{ \frac{\sqrt{\frac{B}{\alpha_k} \gamma_p^2 h_{\min}^2 + 4 \left[f(a_m + \gamma_p K_n) + \frac{\gamma_p}{\alpha_k} (y\mu + x) \right] \cdot \frac{T_{ном} - B K h_{\min}}{g} - \gamma_p \sqrt{\frac{B}{\alpha_k} h_{\min}}}}{2 \left[f(a_m + \gamma_p K_n) + \frac{\gamma_p}{\alpha_k} (y\mu + x) \right]} \right\}^2. \quad (16.19)$$

При роботі скрепера зі штовхачем в формулі (16.19) замість $T_{ном}$ необхідно записати $T_{ном} + 0,8 T_{ш}$.

Навантаження на ведучі колеса визначається залежністю

$$G_m = \varphi_0 (G_c + G_{cp}), \quad (16.20)$$

де φ_0 - коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження на осі скрепера (табл. 16.18).

Тяговий розрахунок скрепера можна виконати також, користуючись аналітичною залежністю

$$P = (G_c + G_{cp}) f + B \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\sin(\alpha + \rho + \varphi + \psi)} \left[g \gamma_p H^2 \sin \rho \cos \rho \sin(\psi + \rho) + g \gamma_p H \times \right. \\ \left. \times (h_c \cdot \tan \psi + l \cdot \cos \alpha) \sin(\rho + \psi) + 0,5 g \cdot \gamma_p \varepsilon \cdot \tan \varphi \cdot \cotg \rho \cdot \sin 2\rho \frac{h_c \tan \varphi + l \cdot \cos \alpha}{B} H^2 \sin(\psi + \rho) + 0,5 C h \frac{\cos \rho}{\sin \psi} \right]. \quad (16.21)$$

де: C - зчеплення ґрунту; ρ і φ - кути внутрішнього та зовнішнього тертя ґрунту; ψ - кут зсуву елемента ґрунту; l - довжина ножа.

Таблиця 16.18

Орієнтовний розподіл навантажень на осі скрепера

Тип скрепера	Порожня машина		Навантажена машина	
	Навантаження на передню/задню вісь, %	Коефіцієнт, φ_0	Навантаження на передню/задню вісь, %	Коефіцієнт, φ_0
1. З однією передньою ведучою віссю	65/35	0,65	52/46	0,52
2. З двома ведучими осями: двомоторний з моторколесами	53/47	1	48/52	1
	64/36	1	51/49	1
3. Напівпричіпний з двовісним тягачем і двома ведучими осями	41*/38	0,62	38*/50	0,5

* Навантаження на середню вісь.

У процесі наповнення ковша кут ψ змінюється, зменшуючись в міру збільшення привантаження. Поточне значення кута зсуву визначається залежністю

$$\psi = \arctg \left\{ -\frac{1}{\varphi(\alpha) + \frac{D_1 W_3}{BCh}} \pm \left[\left(\frac{1}{\varphi(\alpha) + \frac{D_1 W_3}{BCh}} \right)^2 - \frac{1}{\frac{D_2 W_3}{BCh} - 1} \right]^{\frac{1}{2}} \right\}, \quad (16.22)$$

де: $\varphi(\alpha) = \operatorname{tg}(\alpha + \delta + \rho)$; $D_1 = \sin \alpha' \cdot \operatorname{tg} \rho - \cos \alpha' - (\cos \alpha' \cdot \operatorname{tg} \rho + \sin \alpha') \varphi(\alpha)$;

$D_2 = (\sin \alpha' \cdot \operatorname{tg} \rho - \cos \alpha') / \varphi(\alpha) - \cos \alpha' \cdot \operatorname{tg} \rho - \sin \alpha'$; α' - кут нахилу лінії дії опору W_3 до горизонталі на рівні денної поверхні ґрунту.

Тяговий розрахунок скрепера проводять для кінцевої стадії заповнення ковша ґрунтом, коли глибина різання мінімальна $h = h_{\min}$. Відповідно до одержаного значення необхідного тягового зусилля вибирають тягач, який може розвивати це зусилля T на нижчій передачі. Після цього визначають максимальну глибину різання на початку заповнення ковша при роботі скрепера на розрахунковому ґрунті

$$h_{\max} = \frac{T - fG_{\text{ск}}}{KB}, \quad (16.23)$$

або відповідно до залежності (16.21)

$$h_{\max} = \frac{T - fG_{\text{ск}}}{0,5CB \frac{\cos \rho \cdot \sin(\alpha + \varphi)}{\sin \psi \cdot \sin(\alpha + \varphi + \rho + \psi)}}. \quad (16.24)$$

Для скреперів зі ступінчастим ножом

$$h_{\max} = \frac{T - fG_{\text{ск}}}{KB} + \left(1 - \frac{B_c}{B} \right) h_1, \quad (16.25)$$

або

$$h_{\max} = \frac{T - fG_{\text{ск}}}{0,5CB \frac{\cos \rho \cdot \sin(\alpha + \varphi)}{\sin \psi \cdot \sin(\alpha + \varphi + \rho + \psi)}} + \left(1 - \frac{B_c}{B} \right) h_1. \quad (16.26)$$

Кут зсуву елемента ґрунту ψ в цьому розрахунковому випадку ($W_2 = W_1 = 0$) визначається залежністю

$$\psi = \arctg \left\{ -\frac{1}{\varphi(\alpha)} \pm \left[\left(\frac{1}{\varphi(\alpha)} \right)^2 + 1 \right]^{1/2} \right\}. \quad (16.27)$$

Одержане значення повинно відповідати вимогам стандарту.

При розрахунку самохідних скреперів, які працюють зі значними відстанями транспортування ґрунтів, необхідно визначити об'єм ковша з умови можливості руху з максимальною транспортною швидкістю по ґрунтових дорогах з подоланням значних схилів. При заданій потужності тягача N , кВт, місткість ковша скрепера, м^3 , складе

$$V = \frac{1}{gf(\delta_p + a)} \left(\frac{K_N N \eta_m}{\mathcal{Q}_{\max}} - K_W F \mathcal{Q}_{\max}^2 \right), \quad (16.28)$$

де: K_N - коефіцієнт використання потужності двигуна, що враховує також витрати енергії на привод допоміжних механізмів ($K_N=0,8\dots0,85$); η_m - коефіцієнт корисної дії трансмісії в транспортному режимі; K_W - коефіцієнт обтічності скрепера ($K_W=0,6\dots0,7 \text{ Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$); F - лобова площа скрепера, м^2 ; \mathcal{Q}_{\max} - максимальна швидкість транспортування ґрунту, що встановлюється ДГСТом (див. табл. 16.13), м/с; f - коефіцієнт опору коченню при русі по ґрунтових дорогах ($f=0,035$); δ_p - щільність розпушеного ґрунту, $\text{т}/\text{м}^3$; a - питома матеріаломісткість скрепера, $\text{т}/\text{м}^3$.

Якщо задана місткість ковша, то потужність тягача дорівнює

$$N = \mathcal{Q}_{\max} \frac{VF(\gamma_p + a) + K_W F \mathcal{Q}_{\max}^2}{K_N \eta_m}. \quad (16.29)$$

Можливість руху скреперного агрегату на підйом із кутом схилу α_n визначають із балансу сил

$$T \geq (G_c + G_{zp})(f \cdot \cos \alpha_n + \sin \alpha_n) + G_m (f \cdot \cos \alpha_n + \sin \alpha_n). \quad (16.30)$$

Максимальний підйом, який може подолати навантажений скрепер, встановлюється з виразу

$$\alpha_{\text{п max}} = \arcsin \frac{T}{\sqrt{(G_{mp} + G_c + G_{zp})^2 + (G_{mp}f + G_cf + G_{zp}f)^2}} - \arccos \frac{G_{mp} + G_c + G_{zp}}{\sqrt{(G_{mp} + G_c + G_{zp})^2 + (G_{mp}f + G_cf + G_{zp}f)^2}}. \quad (16.31)$$

Цей кут перевіряють за умовою зчеплення рушіїв тягача з ґрунтом

$$\alpha_{\text{п max}} = \arctg \frac{G_{mp}(\varphi - f_1) - (G_c + G_{zp})f}{G_{mp} + G_c + G_{zp}}. \quad (16.32)$$

Тягові якості скрепера характеризуються меншим із знайдених значень кута $\alpha_{\text{п}}$.

16.4. Визначення розрахункових навантажень

Основними розрахунковими навантаженнями, що впливають головним чином на напруження в елементах конструкції скрепера, є такі: тягове зусилля тягача T ; опір копанню ґрунту R_c ; нормальна реакція ґрунту на ніж R_6 ; вага конструкції скрепера і ґрунту G_c , G_{zp} ; навантаження на передню та задню осі машини N_1 і N_2 і зусилля в механізмах керування підйому ковша P_u , підйому заслінки S_z , висунення задньої стінки S_{zc} .

Розрахункові навантаження в різних вузлах досягають максимальних значень не одночасно. Тому при їх визначенні необхідно розглянути ряд випадків (розрахункових положень), в яких можна чекати виникнення найбільших навантажень в тому або іншому вузлі.

При визначенні розрахункових навантажень приймають ряд допущень, основними з яких є такі: скрепер розглядають як систему із зосередженою дією активних і реактивних

сил; суму опорів, пов'язаних з екскавациєю ґрунту, переміщенням призми волочіння і наповнення ковша, розглядають як рівнодіючу, прикладену до різальної кромки ножа; шарнірні з'єднання конструкції скрепера є ідеальними зв'язками.

Визначення навантажень, які діють на самохідний скрепер. Для визначення розрахункових навантажень розглядають роботу скреперів у розрахункових положеннях при найбільш несприятливих сполученнях навантажень. Для самохідних скреперів беруть такі розрахункові положення.

Розрахункове положення 1. Навантажений скрепер у транспортному режимі рухається зі швидкістю \mathcal{V} по кривій з радіусом повороту R (рис. 16.13). Вертикальне навантаження P прикладене в центрі ваги навантаженого скрепера і визначається формулою:

$$P = (G_c + G_{cp}) K_\delta, \quad (16.33)$$

де: G_c і G_{cp} - відповідно сила тяжіння скрепера і ґрунту в ковші; K_δ - коефіцієнт динамічності, для самохідних скреперів $K_\delta=2$.

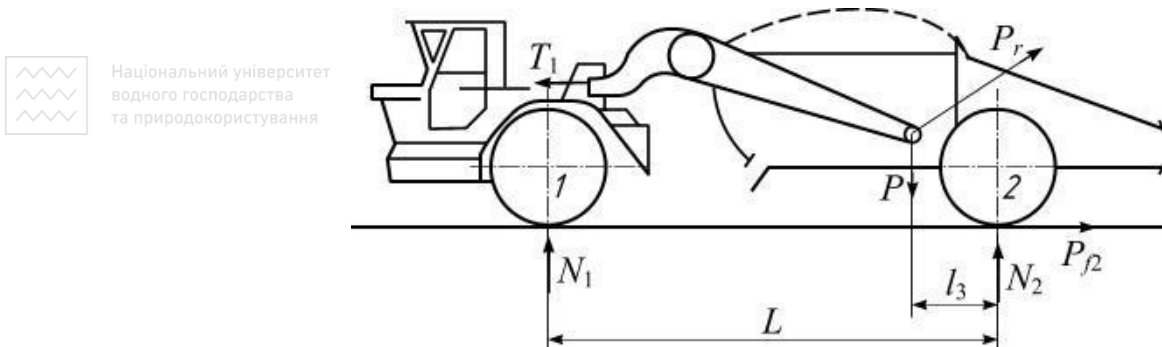


Рис. 16.13. Розрахункова схема навантажень при русі навантаженого скрепера по кривій

Сила тяги T_1 для одномоторного самохідного скрепера прикладена до тягової рами і дорівнює

$$T_1 = Pf = fN_2, \quad (16.34)$$

де: f - коефіцієнт опору коченню; $f=0,07$; N_2 - вертикальна реакція на задню вісь.

Рівнодіюча горизонтального інерційного навантаження, прикладена в центрі сили тяжіння навантаженого скрепера, визначається залежністю

$$P_z = \frac{GV^2}{gR}, \quad (16.35)$$

де g - прискорення вільного падіння.

Розрахункове положення 2. Навантажений одномоторний скрепер рухається у транспортному режимі, тягач повернуто на 90° , задні колеса скрепера – в канаві глибиною $h_k=0,5r_k$, де r_k - радіус колеса (рис. 16.14).

Сила тяги T , прикладена до тягової рами, дорівнює в цьому випадку

$$T = \frac{P_k B}{L_1} = \frac{R_2 B \cdot 0,87 r_k}{2(r_k - h_k) L_1} = 0,87 N_2 \frac{B}{L_1}, \quad (16.36)$$

де: B - колія задніх коліс; L_1 - довжина від осі повороту тягача до осі задніх коліс.

Розрахункове положення 3. Скрепер рухається в режимі копання ґрунту, кінець наповнення закінчується і починається підйом ковша (рис. 16.15).

Рух скрепера здійснюється під впливом сили тяги на ведучих колесах T_1 , (одномоторний скрепер) або сил T_1 і T_2 (двомоторний скрепер), а також штовхаючої сили штовхача T_m . На ножову систему скрепера діють горизонтальна W і вертикальна R_e реакції ґрунту, на колеса скрепера – вертикальні реакції N_1 і N_2 і горизонтальні опори fN_1 і fN_2 . Вага скрепера з ґрунтом $G_c + G_{cp}$.

Сили тяги визначають із виразів

$$T_1 = \varphi N_1; \quad T_2 = \varphi N_2, \quad (16.37)$$

де φ - коефіцієнт зчеплення ($\varphi=0,7$).

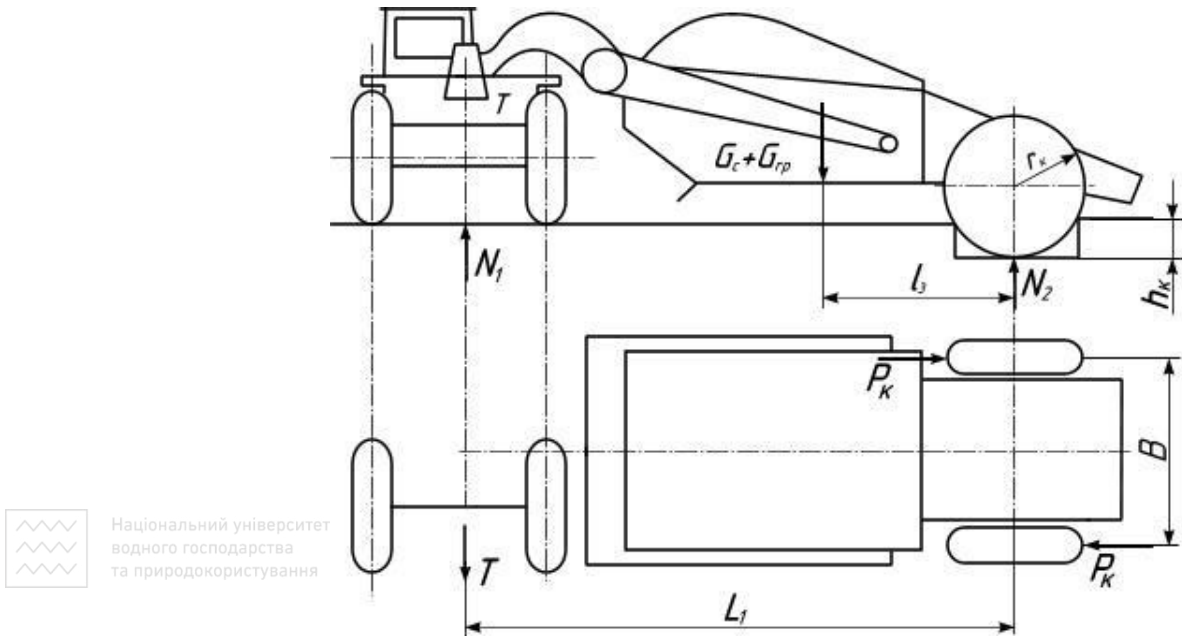


Рис. 16.14. Схема навантаження навантаженого скрепера при розвороті тягача

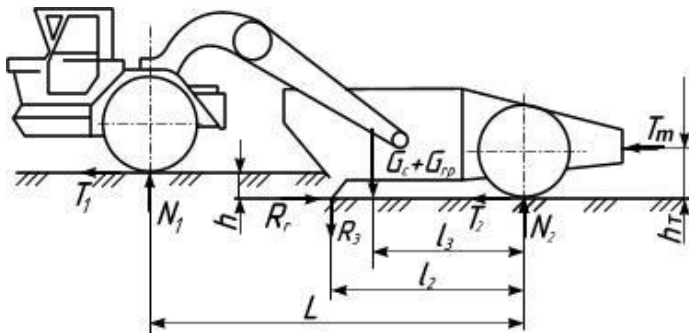


Рис. 16.15. Навантаження на скрепер у режимі копання

Вертикальна та горизонтальна реакції на ножі пов'язані співвідношенням

$$\frac{R_e}{R_z} = \psi'. \quad (16.38)$$

Величину ψ' приймають такою, що дорівнює 0,45...0,50.

Горизонтальна реакція на ножі визначається такими формулами:

для одномоторного скрепера

$$R_z = \varphi N_1 + 0,8T_m; \quad (16.39)$$

для двомоторного скрепера

$$R_z = \varphi(N_1 + N_2) + 0,8T_m. \quad (16.40)$$

Реакції на колесах:

для одномоторного скрепера

$$N_1 = \frac{(G_c + G_{gp})l_3 + 0,8T_m(h_m + \psi'l_2)}{L - l_2\psi'\varphi}; \quad (16.41)$$

$$N_2 = G_c + G_{gp} - N_1(1 - \psi'\varphi) + 0,8\psi'T_m;$$

для двомоторного скрепера

$$N_1 = \frac{(G_c + G_{gp})l_3 + 0,8T_m(h_m + \psi'l_2)}{L - l_2\psi'\varphi}; \quad (16.42)$$

$$N_2 = \frac{G_c + G_{gp} + 0,8\psi'T_m}{l - \psi'\varphi} - N_1.$$

Розрахункове положення 4. Скрепер у режимі копання під уклон рухається під дією максимального тягового зусилля тягача T_1 і максимального зусилля штовхача T_m ; ківш заповнений ґрунтом на 80% геометричній місткості. Кут граничного уклону максимальний $\alpha_{n,max}$ (з умови руху навантаженого скрепера на підйом); динамічні навантаження

неістотні; вага $G=G_c+0,8G_{cp}$ (рис. 16.16).

Сила тяги визначається за формулами

$$T_1 = \varphi N_1; \quad T_2 = \varphi N_2. \quad (16.43)$$

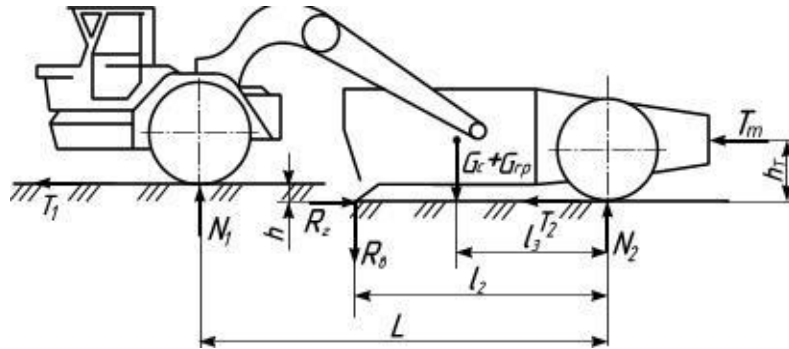


Рис. 16.16. Навантаження скрепера в режимі копання під уклон

Складову реакції на ножі скрепера R_z знаходять із таких формул:

для одномоторного скрепера

$$R_z = \varphi N_1 + 0,8T_m + G \cdot \sin \alpha; \quad (16.44)$$

для двомоторного скрепера

$$R_z = \varphi(N_1 + N_2) + 0,8T_m + G \cdot \sin \alpha. \quad (16.45)$$

Реакції на колесах:

для одномоторного скрепера

$$N_1 = \frac{l_3 G \cdot \cos \alpha_n + 0,8T_m(h_m + \psi l_2) + G(h_y + \psi l_2) \sin \alpha_n}{L - l_2 \psi' \varphi}; \quad (16.46)$$

$$N_2 = G \cos \alpha_n - N_1(1 - \psi' \varphi) + (0,8\psi' T_m + G \sin \alpha_n) \psi';$$

для двомоторного скрепера

$$N_1 = \frac{l_3 G \cdot \cos \alpha_n + 0,8T_m(h_m + \psi l_2) + G(h_y + \psi l_2) \sin \alpha_n}{L - l_2 \psi' \varphi}; \quad (16.47)$$

$$N_2 = \frac{G \cdot \cos \alpha_n + (0,8\psi' T_m + G \cdot \sin \alpha_n)}{1 - \psi' \varphi} - N_1.$$

Розрахункові положення 5 і 6. Самохідний скрепер переміщується на підйом, ківш заповнений „з шапкою” і навантажений скрепер рухається під схил, ківш заповнений „з шапкою”. В цих положеннях визначаються максимальні навантаження відповідно на задню та передню осі скрепера. При русі скрепера на підйом з кутом підйому α_n складова сили ваги $(G_c+G_{cp})\sin \alpha_n$ довантажує задню вісь. Щоб знайти кут підйому, при якому навантаження на задню вісь самохідного скрепера максимальне, функцію $N_2=f(\alpha_n)$ досліджують на максимум. У результаті отримаємо

$$\alpha_{n.\max} = \arctg \frac{h_{y.m}}{L - l_3}, \quad (16.48)$$

де $h_{y.m}$ - висота центра ваги скрепера з ґрунтом від поверхні транспортного шляху.

Після обчислення кута α_n , навантаження на колесах необхідне тягове зусилля визначають з рівнянь статки $\sum X=0$; $\sum Y=0$; $\sum M=0$. Координати центра ваги визначають з компоувального креслення машини або задають по значеннях для традиційних конструкцій (при місткості ковша 6, 10, 15 м³ значення $h_{y.m}$ дорівнює 1,1; 1,25; 1,4 м відповідно).

При переміщенні скрепера під уклон (α_y – кут уклону) складова сили ваги $(G_c+G_{cp})\sin \alpha_y$ довантажує передню вісь і кут уклону, при якому навантаження на передню вісь максимальне, дорівнює

$$\alpha_{y\max} = \arctg \frac{h_{y.m.}}{l_3}. \quad (16.49)$$

Для визначення максимальних значень навантажень на передню і задню осі використовуємо такі вирази

$$N_1 = \frac{G_c + G_{ep}}{L} (l_3 \cos \alpha_{y\max} + h_{y.m.} \sin \alpha_{y\max}), \quad (16.50)$$

$$N_2 = \frac{G_c + G_{ep}}{L} [(L - l_3) \cos \alpha_{n\max} + h_{y.m.} \sin \alpha_{n\max}]. \quad (16.51)$$

Розрахункове положення 7. Скрепер переміщується на поперечному схилі. При цьому оцінюють поперечну стійкість скрепера, визначають максимальні навантаження на колеса, які виникають на поперечних схилах. Критерієм поперечної стійкості є граничний кут поперечного схилу γ_n , при якому центр ваги скрепера попадає на вертикаль, що перетинає можливу вісь перекидання машини. Оскільки центр ваги знаходиться поблизу поздовжньої осі симетрії, його поперечна стійкість практично однакова в обидві сторони.

Можливі дві осі перекидання (рис. 16.17, а): лінія I-I, що з'єднує центри опорних поверхонь коліс (переднього та заднього). В цьому випадку кут поперечного схилу – γ'_n ; лінія II-II, яка з'єднує центр опорної поверхні заднього колеса і вісь горизонтального або кульового шарніра, що з'єднує передню вісь з тяговою рамою – кут γ''_n . За критерій стійкості приймають менший з кутів γ'_n або γ''_n . Відповідно до позначень розмірів (див. рис. 16.13), що характеризують положення осей перекидання і координати центра сили тяжіння, критерії стійкості описуються залежностями

$$\gamma'_n = \arctg \frac{a_1}{h_2} = \arctg \frac{b_1 + (b_2 - b_1) \frac{l_2''}{L}}{2h_2}, \quad (16.52)$$

$$\gamma''_n = \arctg \frac{a_2}{h_2'} = \arctg \frac{b_2}{2l} \frac{l_2''}{h_2 - h_3 \left(1 - \frac{l_2''}{L}\right)}. \quad (16.53)$$

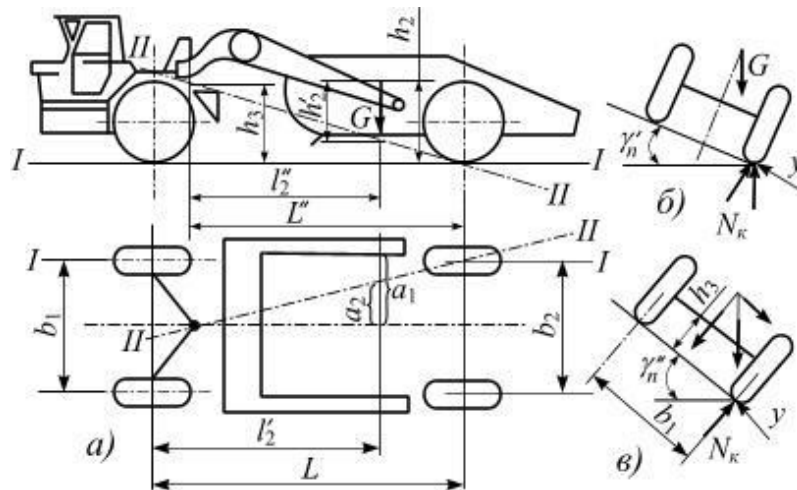


Рис. 16.17. Схема навантаження при переміщенні скрепера на поперечному уклоні

На поперечних нахилах виникають максимальні навантаження на переднє $N_{1к}$ та заднє колеса $N_{2к}$. Їх можна визначити таким чином:

якщо критерієм стійкості є кут γ'_n (рис. 16.17, б),

$$N_{1к} = N_1 \cos \gamma'_n; \quad N_{2к} = N_2 \cos \gamma'_n, \quad (16.54)$$

якщо критерієм стійкості є кут γ''_n (для передньої осі рис. 16.17, в),

$$N_{1к} = N_1 \left(\frac{1}{2} \cos \gamma''_n + \frac{h_3}{b_1} \sin \gamma''_n \right); \quad N_{2к} = N_2 \cos \gamma''_n. \quad (16.55)$$

Бокові навантаження Y_1, Y_2 визначаються за залежностями

$$Y_1 = N_1 \sin \gamma_n; \quad Y_2 = N_2 \sin \gamma_n. \quad (16.56)$$

Значення N_1 приймають із (16.50), а N_2 – із (16.51).

Розрахункове положення 8. Скрепер переміщується у режимі копання, ніж упирається в непереборну перешкоду при підйомі ковша (рис. 16.18). На скрепер діє власна сила тяжіння (без ґрунту) G_c , сили тяжіння тягової рами і тягача G_n , зусилля, що створюються гідроциліндрами підйому ковша P_u , опорні реакції N_1 і N_2 .

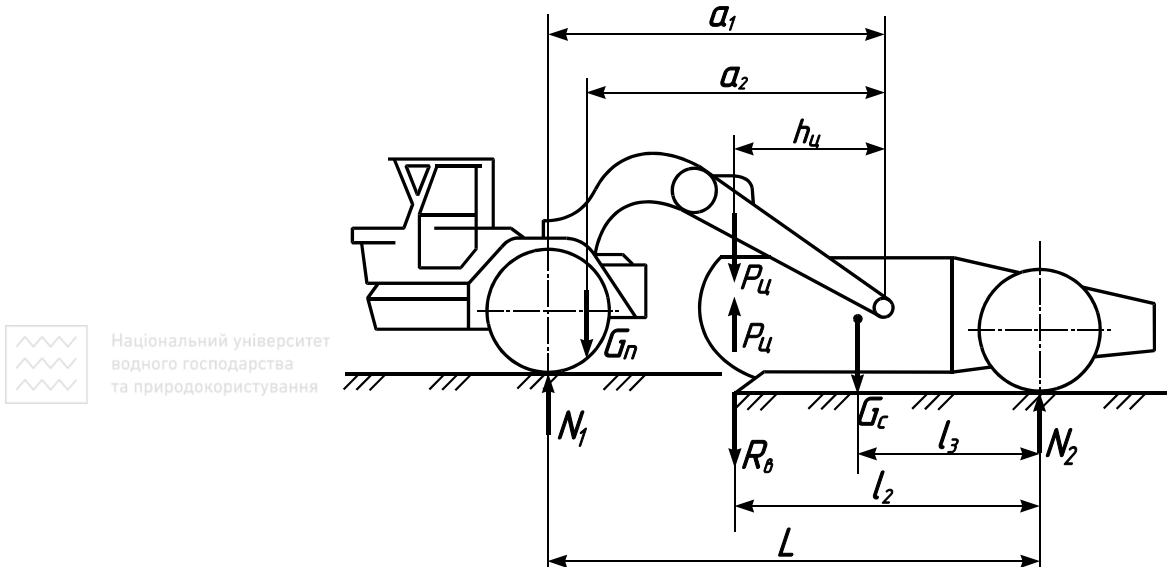


Рис. 16.18. Навантаження в режимі копання при упорі ковша в перешкоду

У цьому випадку визначають опорні реакції і реакцію на ножі R_δ

$$N_1 = \frac{P_u h_u + G_n a_2}{a_1}; \quad R_\delta = \frac{P_u h_u L + G_n a_2 L}{a_1 l_2} - G_c \frac{l_3}{l_2}, \quad (16.57)$$

$$N_2 = R_\delta + G_c - N_1.$$

Визначають зусилля, необхідні для розвантаження ковша, навантажень для розрахунку задньої стінки.

Механізм розвантаження долає опори від тертя ґрунту по днищу F_δ , по бічних стінках F_δ від кочення роликів заслінки по напрямних F_p . Тоді зусилля, необхідне для висунення задньої стінки S_{zc} .

$$S_{zc} = F_\delta + F_\delta + F_p. \quad (16.58)$$

Об'єм ґрунту в ковші після відкриття заслінки приймають $0,7V$, тоді

$$F_\delta = 0,7V\gamma f. \quad (16.59)$$

Тиск на бічну стінку змінюється лінійно від максимального значення q_c біля днища до нуля на поверхні ґрунту.

Тиск біля днища ковша

$$q_c = \frac{0,7V\gamma\varepsilon}{BL}, \quad (16.60)$$

де ε - коефіцієнт бічного тиску, його приймають таким, що дорівнює $0,7$.

Тоді F_δ визначають за виразом

$$F_\delta = \frac{0,7V\gamma\varepsilon H}{L}. \quad (16.61)$$

Враховуючи, що $L/H=a$, одержуємо остаточно

$$F_\delta = \frac{0,7V\gamma\varepsilon}{a}. \quad (16.62)$$

Опір від тертя в роликах

$$F_p = G_{zc} f_1. \quad (16.63)$$

де: G_{zc} - вага задньої стінки; f_1 - коефіцієнт опору коченню роликів ($f_1=0,10\ldots0,15$).

Після вибору гідроциліндрів за величиною S_{zc} проводять розрахунок задньої стінки за умови, що в момент вивантаження стінка закинута по всій ширині нижньої частини і сприймає повне зусилля гідроциліндрів $P_u=1,25 \cdot S_{zc}$.

Визначають зусилля для керування заслінкою ковша скрепера (рис. 16.19). У випадку, коли $r_n > r_z$ механізм керування заслінкою повинен розвивати зусилля S_z , достатнє

для подолання моментів таких опорів: сил ваги заслінки G_z і ґрунту G_{zp} (приймають об'єм ґрунту, що знаходиться між внутрішньою поверхнею заслінки і площиною, яку проводимо через верхню та нижню кромки заслінки); сили тиску ґрунту, що залишається в ковші E , сил тертя F і залишкового зчеплення T між ґрунтом, що знаходиться в заслінці і залишається в ковші.

Силу ваги заслінки визначають на основі її конструктивних розмірів. У попередніх розрахунках приймають орієнтовані значення маси заслінки залежно від місткості ковша (для ковшів місткістю 6, 10, 15, 25 м³ масу заслінки приймають відповідно 400...500, 600...700, 800...900, 1000...1200 кг).

Силу ваги ґрунту, що піднімається

Рис. 16.19. Схема для визначення зусиль керування заслінкою

заслінкою, знаходять за формулою:

$$G_{zp} = F_{zp} B \gamma_p g, \quad (16.64)$$

де F_{zp} - площа сегмента, заштрихована на рис. 16.19.

Силу тиску ґрунту E визначають як пасивний тиск ґрунту, що представляється сипучим середовищем, на стінку, нахилена під кутом β до вертикалі ($\theta=45+\rho/2$).

$$E = 0,5 B H^2 \gamma_p g (tg^2 \beta + tg^2 \theta) \cos \beta. \quad (16.65)$$

Силу тертя F і зчеплення T , що виникають у початковий момент відкриття заслінки, знаходять за формулами:

$$F = E tg \rho, \quad (16.66)$$

$$T = F_{zp} C_{ост}, \quad (16.67)$$

де: F_{zp} - площа зрізу, що визначається розмірами заслінки; $C_{ост}$ - величина залишкового зчеплення $C_{ост}=(0,10\ldots0,08)C$.

Шукану величину сили S_z , необхідної для відкриття заслінки, визначають з рівняння моментів відносно точки O .

Після визначення зусилля S_z знаходять необхідну для підйому заслінки зусилля гідроциліндрів P_{uz} залежно від схеми керування (пряме, за допомогою важеля і тяги та ін.).

Розрахунок на міцність проводять за умови, що заслінка скрепера закинута середньою точкою, діють зусилля керування S_z .

Визначення навантажень на напівпричіпний скрепер. Для напівпричіпних скреперів із двоосьовими колісними тягачами розглядають такі розрахункові положення.

Розрахункове положення 1. Копання ґрунту під схил за умов, що ківш заповнений на 80% від його геометричної місткості, на ніж діє максимальне тягове зусилля з урахуванням складової ваги тягача; глибина копання максимальна, кут поздовжнього схилу максимальний, динамічні навантаження неістотні (рис. 16.20).

Виходячи з цих умов можна визначити

$$G = G_c + 0,8 V \gamma_p, \quad (16.68)$$

$$T = T_{ном} - G_m (f_1 \cos \beta_{max} - \sin \beta_{max}) \gamma f_1 \cos \beta_{max}. \quad (16.69)$$

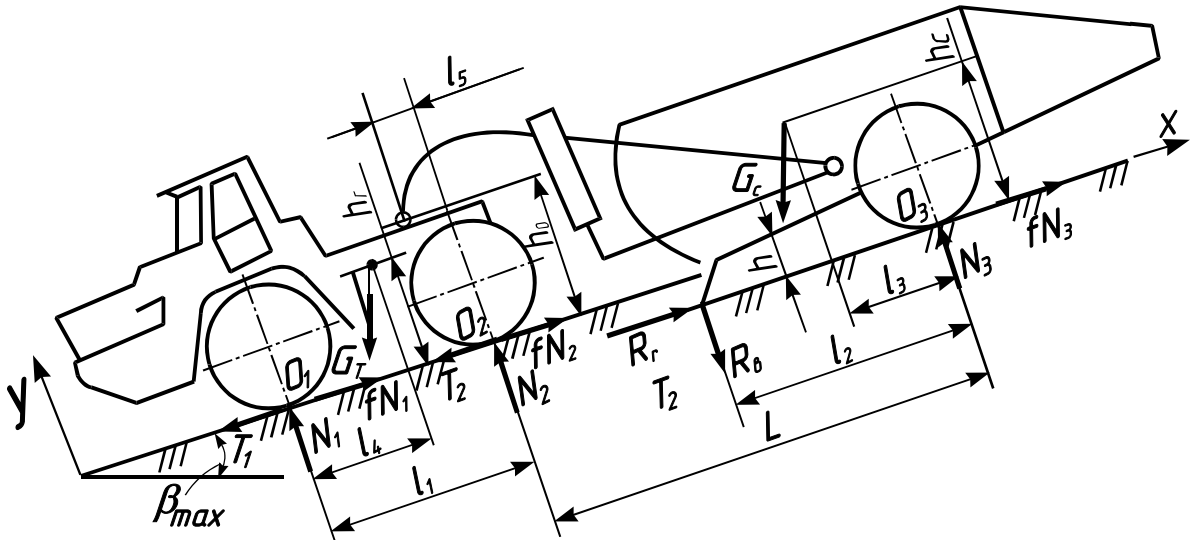


Рис. 16.20. Розрахункова схема навантажень на скрепер при копанні ґрунту під уклон

Коефіцієнт опору коченню для коліс тягача f_1 варто приймати не більше 0,1. Невідомими є реакції на колесах N_1, N_2, N_3 , зусилля на ножі R_e і R_o .

Для визначення невідомих реакцій скористаємося рівняннями статички для тягача і скрепера окремо, „розірвавши” агрегат у кульовому шарнірі і враховуючи реакції в ньому X і Y . При цьому вважаємо, що тягові зусилля розподіляються на колесах пропорційно величинам реакцій N_1 і N_2 , а сумарне стискаюче зусилля $T_{ном} = T_1 + T_2$. Крім того, як і при розрахунку самохідних скреперів, вважаємо, що $R_o/R_e = \psi'$. Для даного розрахункового положення слід приймати $\psi' = 0,5$. У підсумку маємо невідомі $N_1, N_2, N_3, R_e, R_o, X$ і Y і систему рівнянь:

для тягача	для скрепера
$\sum X = 0;$	$\sum X = 0;$
$\sum Y = 0;$	$\sum Y = 0;$
$\sum M_{O2} = 0.$	$\sum M_{O3} = 0.$

При роботі зі штовхачем враховують зусилля

$$T_m = 0,8 T_{ном}. \quad (16.70)$$

Розрахункове положення 2. Однорідний ґрунт копають на горизонтальній поверхні за умови, що ківш повністю заповнений ґрунтом, тягач реалізує максимальне тягове зусилля зі зчеплення з ґрунтом, виникають динамічні навантаження в центрах ваги скрепера і тягач внаслідок заглиблення ковша в ґрунт із максимальною швидкістю зупиняється (розглядають кінцевий момент заглиблення, рис. 16.21).

Відповідно до умов інерційні сили скрепера P_{jC} і тягача P_{jT} визначають із припущення, що лінійні прискорення тягача і скрепера при зануренні в однорідний ґрунт однакові. Тоді

$$P_{jT} = g_{\varphi_{поч}} m_1 \sqrt{\frac{A}{m_1 + m_2}}; \quad (16.71)$$

$$P_{jC} = g_{\varphi_{поч}} m_2 \sqrt{\frac{A}{m_1 + m_2}},$$

де: $g_{\varphi_{поч}}$ - швидкість скреперного агрегату, при якій починається буксування тягача (її можна прийняти такою, що дорівнює номінальній теоретичній швидкості для даної передачі), м/с; m_1 і m_2 - відповідно маси тягача і скрепера, кг; A - інтенсивність зростання

опорів копанню, H/m - величина, яка характеризує швидкість росту навантаження, що залежить від роду розроблюваного ґрунту, розмірів ковша і траєкторії заглиблення ножа в ґрунт.

Інтенсивність зростання опорів копанню скреперами визначають за формулою:

$$A = KBK_m + \frac{Bh_{\max}\gamma_p K_p}{2(y+\alpha)} \left(\frac{h_{\max}}{H} + x + \mu y \right), \quad (16.72)$$

де K_m - коефіцієнт, що характеризує траєкторію занурення робочого органа в ґрунт; для машин з гідравлічним приводом керування $K_m = \vartheta_y / \vartheta$, ϑ_y та ϑ - відповідно швидкості переміщення ріжучої кромки ножа у вертикальному та горизонтальному напрямках.

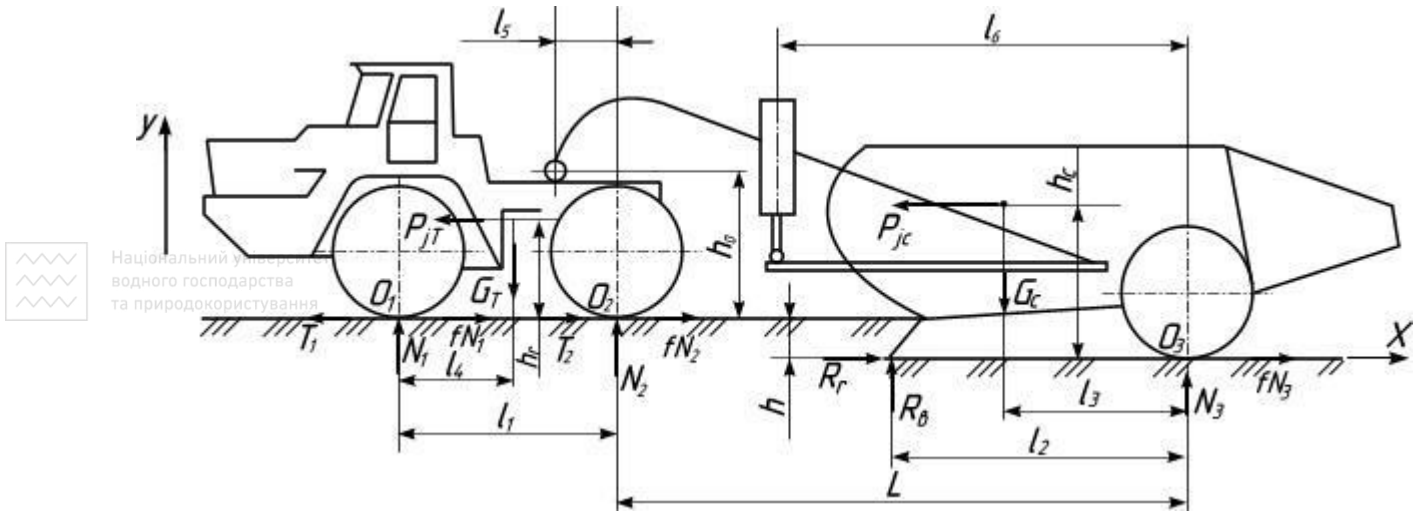


Рис. 16.21. Копання напівпрічипним скрепером на горизонтальній поверхні

Швидкість переміщення у вертикальному напрямі ϑ_y дорівнює у першому наближенні 0,25 м/с. Залежно від параметрів гідропривода швидкість ϑ_y визначають за формулою:

$$\vartheta_y = \frac{0,75Ql_2}{6 \cdot 10^4 Fl_6}, \quad (16.73)$$

де: Q - продуктивність насоса привода керування, л/хв.; F - сумарна активна площа поршнів циліндрів керування ковшем.

Якщо ківш скрепера забезпечений ступінчастим ножем, у формулу для визначення інтенсивності зростання опорів підставляють приведені значення глибини різання

$$h_{np\max} = h_{\max} - (1 - B_c/B)h. \quad (16.74)$$

Таким чином, невідомими є N_1, N_2, N_3, R_r , які визначають аналогічно розрахунковому положенню I. При роботі з штовхачом враховують зусилля $T_m = 0,8T_{m.\text{ном}} + P_{jm}$.

Інерційне зусилля штовхача приблизно обчислюють

$$P_{jm} = \vartheta_{\varphi_{\text{ном}}} m_m \sqrt{\frac{A}{m_{ca} + m_m}}, \quad (16.75)$$

де: m_m - маса штовхача; m_{ca} - маса скреперного агрегату; $\vartheta_{\varphi_{\text{ном}}}$ і A - визначені раніше.

Потрібно зазначити, що таке визначення P_{jm} можливо лише у випадку, коли жорсткість у з'єднанні штовхач-буфер скрепера менше жорсткості тягової рами скрепера.

Розрахункові положення 3 і 4. Навантажений скрепер переміщується на підйом, ківш заповнений з „шапкою” і скрепер рухається під уклон. У цих положеннях визначають максимальні навантаження на задню вісь скрепера і мости тягача. При переміщенні скрепера на підйом (кут підйому - α_n) складова сили ваги $G_c \sin \alpha_n$ привантажує задню вісь, при цьому максимальне значення навантаження відповідає куту підйому

$$\alpha_{n\max} = \arctg \frac{h_c - h_0}{L - l_3}. \quad (16.76)$$

Навантаження на задню вісь

$$N_3 = \frac{G_c [(L - l_3) \cos \alpha_n + (h_c - h_0) \sin \alpha_n]}{L + fh_0}. \quad (16.77)$$

Навантаження в кульовому шарнірі з'єднання

$$X = f \cdot \frac{G_c [(L - l_3) \cos \alpha_n + (h_c - h_0) \sin \alpha_n]}{L + fh_0}; \quad (16.78)$$

$$Y = \frac{G_c [(L + f \cdot h_0) - (L - l_3) \cos \alpha_n - (h_c - h_0) \sin \alpha_n]}{L + fh_0}. \quad (16.79)$$

При русі скрепера під уклон, складові сили ваги $G_{ck} \sin \alpha_y$ і $G_m \sin \alpha_y$ довантажують передню вісь. При цьому навантаження в кульовому шарнірі з'єднання

$$X = f \frac{G_c [(L - l_3) \cos \alpha_y - (h_c - h_0) \sin \alpha_y]}{L + fh_0}; \quad (16.80)$$

$$Y = \frac{G_c [(L + fh_0) - (L - l_3) \cos \alpha_y + (h_c - h_0) \sin \alpha_y]}{L + fh_0}. \quad (16.81)$$

Навантаження на передню вісь

$$N_1 = \frac{G_m [(l_1 - l_4) \cos \alpha_y + h_m \sin \alpha_y] - Xl_5 + Yh_0}{L + fh_0}. \quad (16.82)$$

Визначення навантажень на причіпний скрепер. Розрахункове положення І.

Копання під уклон (рис. 16.22) за таких умов: ківш заповнений ґрунтом на 80% геометричної місткості; діє максимальне тягове зусилля T_{K-1} з врахуванням складової ваги трактора - тягача; глибина копання максимальна; кут поздовжнього уклону приймають таким, що дорівнює β_{\max} або $\beta_{\max \varphi}$ (формули (16.31), (16.32)); динамічні навантаження не істотні.

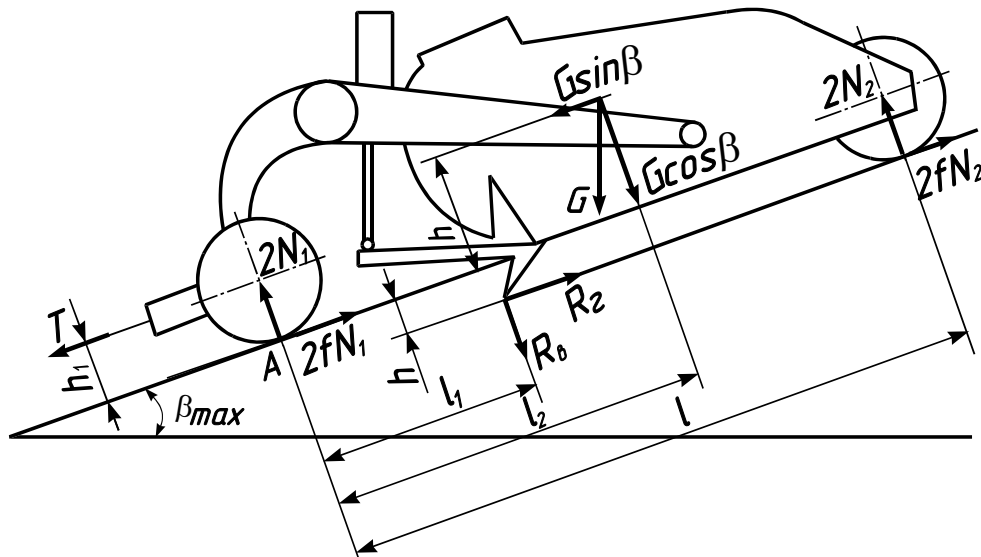


Рис. 16.22. Копання ґрунту під уклон причіпним скрепером

Виходячи з умов, що характеризують розрахункове положення, силу тяжіння скрепера G і силу тяги T_{K-1} визначають з виразів

$$G = G_{ck} + 0,8V\gamma_p g, \quad (16.83)$$

$$T_{K-1} = \frac{M_A i \eta}{r_k} - G_m (f_1 \cos \beta_{\max} - \sin \beta_{\max}). \quad (16.84)$$

Коефіцієнт опору коченню тягача f_1 варто приймати не більше 0,1. Допускається визначення сили тяги за технічною характеристикою тягача.

Таким чином, невідомими є $2N_1$, $2N_2$, R_2 і R_6 . Для їхнього визначення слід скористатися трьома рівняннями статки

$$\sum X=0; \sum Y=0; \sum M_A=0 \text{ і додатковою умовою } \frac{R_6}{R_2} = \psi', \quad (16.85)$$

де ψ' - експериментальний коефіцієнт, значення якого для даного розрахункового положення варто приймати таким, що дорівнює 0,5.

Тоді $R_6=0,5R_2$. Підставивши цю залежність для R_6 в рівняння проєкцій на вісь Y і в рівняння моментів, одержуємо три рівняння з трьома невідомими. Дані для вибору необхідних лінійних розмірів наведені в табл. 16.19.

Таблиця 16.19

Деякі розміри причіпних скреперів

Місткість ковша скрепера, м ³	Лінійні розміри, м				
	l	l_1	l_2	h_1	h_2
3	3,5	1,38	2,0	0,5	0,5
6	5,1	2,1	2,9	0,56	0,75
10	6,0	2,4	3,5	0,61	1,0
15	7,0	2,8	3,9	0,81	1,2

Розрахункове положення 2. Копання однорідного ґрунту (рис. 16.23) при максимальній інтенсивності зростання опорів при таких умовах: ківш цілком заповнений ґрунтом ($G=G_c+G_{cp}$); тягач реалізує максимальне стискаюче зусилля по зчепленню з ґрунтом; виникають динамічні навантаження, прикладені до причіпного пристрою (від тягача) і в центрі ваги скрепера (від нерівномірного руху маси скрепера з ґрунтом); скрепер рухається по горизонтальній поверхні; відбувається заглиблення ковша в ґрунт з максимальною швидкістю; розглядають кінцевий момент заглиблення при $h=h_{\max}$.

Відповідно до зазначеного

$$T_{K-2} = G_{зч}\varphi - G_m f_1 + g_{\varphi_{поч}} m_1 \sqrt{\frac{A}{m_1 + m_2}}, \quad (16.86)$$

де: $G_{зч}$ - зчіпна сила тяжіння тягача, Н; φ - коефіцієнт зчеплення рушіїв із ґрунтом (його приймають для даного типу рушіїв на ґрунтовій поверхні по максимальному значенні); $g_{\varphi_{поч}}$ - швидкість скреперного агрегату, при якій починається буксування тягача (її приймають такою, що дорівнює номінальній теоретичній швидкості для даної передачі), м/с; m_1 і m_2 - відповідно маса тягача і скрепера з ґрунтом, кг; A - інтенсивність зростання опорів копанню, величина, яка характеризує швидкість росту навантаження, що залежить від роду розроблюваного ґрунту, розмірів і траєкторії заглиблення в ґрунт робочого органа машини, Н/м.

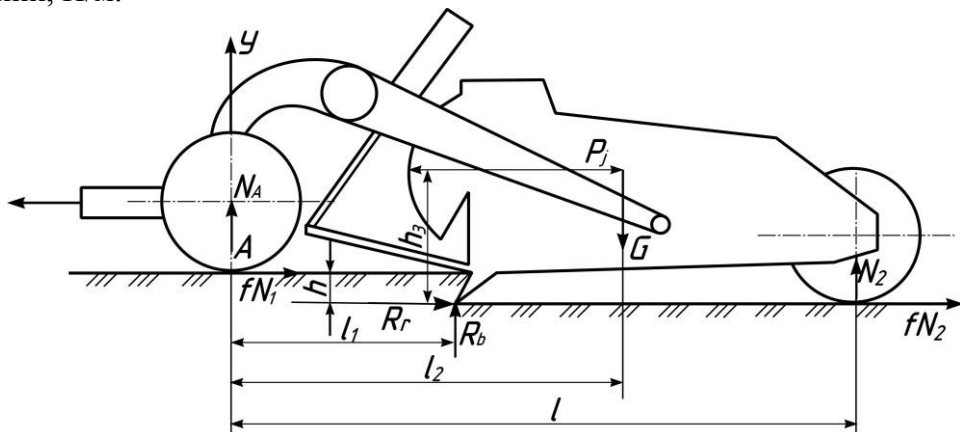


Рис. 16.23. Навантаження на причіпний скрепер при копанні однорідного ґрунту на горизонтальній поверхні

Інтенсивність зростання опорів копанню скреперами визначається за формулою:

$$A = KBK_m + \frac{Bh_{\max}\gamma R_p}{2(y+\alpha)} \left(\frac{h_{\max}}{H} + x + \mu y \right). \quad (16.87)$$

Додатково до раніше прийнятих позначень K_m - коефіцієнт, що характеризує траєкторію заглиблення робочого органа в ґрунт і дорівнює для машин з гідравлічним приводом керування

$$K_m = \frac{\mathcal{G}_y}{\mathcal{G}}, \quad (16.88)$$

де \mathcal{G}_y і \mathcal{G} - відповідно швидкість переміщення різальної кромки ножа у вертикальному і горизонтальному напрямках.

Швидкість \mathcal{G}_y приймають у межах 0,15...0,25 м/с, її можна розрахувати також, знаючи параметри гідропривода

$$\mathcal{G}_y = \frac{0,75Q(l-l_1)}{6 \cdot 10^4 Fl_3}, \quad (16.89)$$

де: Q - продуктивність насоса привода керування; F - сумарна активна площа поршнів ци-ліндрів підйому ковша.

Якщо ківш скрепера має ступінчастий ніж, у формулу (16.87) необхідно підставляти приведені значення глибини різання, яке було розраховано за формулою (16.14).

Силу інерції скрепера P_j визначають в даному випадку виходячи з припущення, що лінійні прискорення трактора і скрепера при заглибленні в однорідні ґрунти однакові. Тоді

$$P_j = \mathcal{G}_{\text{поч}} m_2 \sqrt{\frac{A}{m_1 + m_2}}. \quad (16.90)$$

Таким чином, залишається чотири невідомих величини: N_1 , N_2 , R_c і R_e , що за наявності додаткової умови $R_e = \psi R_c$ дозволяє вирішити задачу за допомогою трьох рівнянь статки $\sum X=0$; $\sum Y=0$; $\sum M_A=0$.

Даному розрахунковому положенню відповідає напрям реакції R_e у верх і значення коефіцієнта $\psi=0,15$.

Розрахункове положення 3. Копання ґрунту шляхом додаткового просування скрепера ривком після зупинки. Сутність цього прийому роботи полягає в тому, що водій на визначеній стадії наповнення ковша виключає муфту зчеплення, щоб уникнути перевантаження двигуна, скреперний агрегат зупиняється, трактор відкочується назад на скрепер, а потім різким включенням муфти зчеплення приводиться знову в рух, набирає швидкість за рахунок наявного вільного ходу і накопиченої енергії. Розрахункову схему до визначення навантаження на скрепер при ривку показано на рис. 16.24. При цьому приймають таке: ківш заповнений ґрунтом на 60...70% свого об'єму; глибина різання максимальна; скрепер рухається по горизонтальній поверхні; вертикальна складова реакції ґрунту R_e направлена вниз і дорівнює $R_e = \psi R_c$.

Визначається зусилля в зчіпці

$$T_{K-3} = \frac{m_2(G_{3\varphi} - T_{ck})}{m_1 + m_2} \left\{ 1 + \sqrt{1 + \frac{(m_1 + m_2)[\mathcal{G}_{1\varphi}^2 C m_1 + T_{ck}(2G_{3\varphi} - T_{ck})]}{m_2(G_{3\varphi} - T_{ck})^2}} \right\}, \quad (16.91)$$

де, крім раніше введених позначень: T_{ck} - величина тягового зусилля, що розвивається тягачем перед відключенням муфти зчеплення, тобто попереднього ривка $T_{ck} = P_n \lambda$, кН; P_n - номінальна сила тяги на даній передачі, кН; λ - коефіцієнт пристосованості двигуна; $\mathcal{G}_{1\varphi}$ - швидкість тягача перед ривком, м/с

$$g_{1\varphi} = \frac{2\Delta a G_{зч} \varphi}{m_1}, \quad (16.92)$$

де Δa - ділянка шляху відкочування, яку тягач проходить після відключення муфти зчеплення за інерцією, м

$$\Delta a = \left(\frac{Ca}{2G_m f} - 1 \right) a, \quad (16.93)$$

a - ділянка шляху відкочування тягача, яка дорівнює сумі пружних деформацій деталей скрепера під дією тягового зусилля під час вимикання муфти, м; C - жорсткість конструкції скрепера в напрямі тягового зусилля, кН/м.

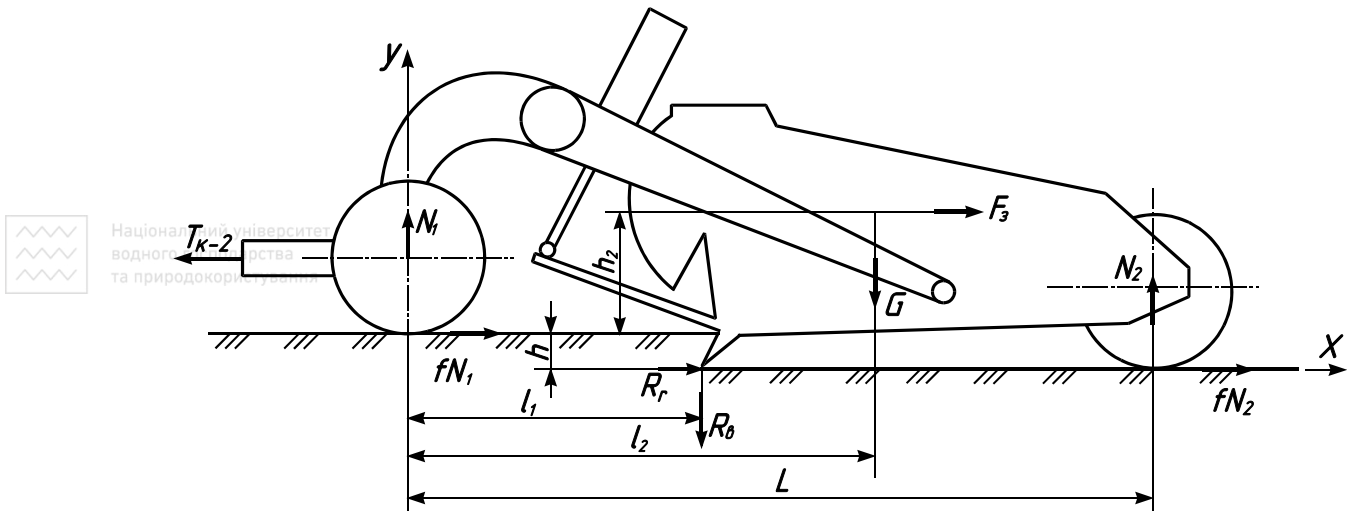


Рис. 16.24. Навантаження причіпного скрепера при ривку

Вважаючи пружні деформації скрепера в цілому пропорційними навантаженню, значення a обчислюють з рівняння

$$a = \frac{T_{ск}}{C}. \quad (16.94)$$

У табл. 16.20 наведені орієнтовні дані про жорсткість металевих конструкцій скреперів з різною місткістю ковша.

Таблиця. 16.20

Жорсткість металоконструкції скрепера

Місткість ковша скрепера, м ³	3	6	10	15
Жорсткість у напрямі дії тягового зусилля C , Н/м	$1,6 \cdot 10^3$	$3,35 \cdot 10^3$	$5,01 \cdot 10^3$	$7,6 \cdot 10^3$

Сила інерції скрепера P_j віднесена до центру ваги і спрямована при ривку в сторону, протилежну руху. В процесі ривка заповнення ковша збільшується незначно й опір руху скреперу зростає не більше, ніж на 10%, тому що до ривка цей опір дорівнював $T_{ск}$, в кінці ривка воно досягає величини, близької до $1,1T_{ск}$. Це дозволяє визначити силу інерції скрепера P_j , користуючись формулою

$$P_j = T_{К-3} - 1,1T_{ск}. \quad (16.95)$$

Подальший розрахунок зводиться до складання трьох рівнянь статки, що разом зі співвідношенням $R_\theta = \psi R_e$ дозволяють визначити невідомі N_1 , N_2 , R_e і R_θ .

Розрахункове положення 4. Навантажений скрепер рухається на підйом (рис. 16.25) за умов, що ківш заповнений ґрунтом з „шапкою”; сила тяги витрачається тільки на переміщення скрепера.

Невідомими є навантаження на осі скрепера і величина потрібної сили тяги. Крім того, необхідно визначити кут підйому β , при якому потрібно розглядати роботу скрепера.

У даному розрахунковому положенні можна чекати максимального навантаження на

задню вісь N_2 . Кут підйому $\beta_{N_2 \max}$, при якому навантаження на задню вісь буде максимальним, визначається дослідженням на максимум функції $N_2=f(\beta)$.

$$\beta_{N_2 \max} = \arctg \frac{h_2 - h_1}{l_2 - fh_1}. \quad (16.96)$$

Невідомі N_1 , N_2 і T_{T-1} знаходять із рівнянь статики
 $\sum X=0$; $\sum Y=0$; $\sum M_A=0$.

Орієнтовні значення висоти центра ваги h_2 навантаженого скрепера в транспортному положенні визначають залежно від місткості ковша V (табл. 16.21).

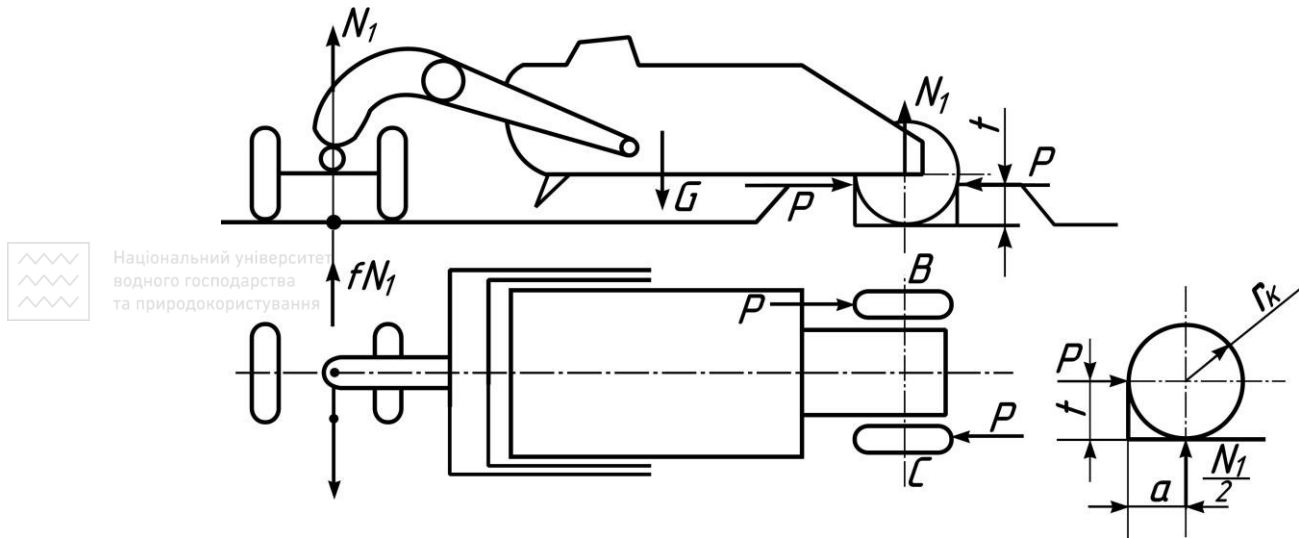


Рис. 16.25. Розрахункова схема навантаження при русі навантаженого скрепера на підйом

Таблиця 16.21

$V, \text{м}^3$	3	6	10	15
$h_2, \text{м}$	0,9	1,1	1,25	1,4

Розрахункове положення 5. Навантажений скрепер рухається під уклон за тих самих умов, що і в положенні 4.

Виходячи з аналогічних міркувань визначають кут нахилу шляху, при якому можливе максимальне навантаження на передню вісь

$$\beta_{N_2 \max} = \arctg \frac{h_2 - h_1}{l - l_2 + fh_1}. \quad (16.97)$$

Далі обчислюють значення навантаження

$$N_1 = \frac{G}{l} [(l - l_2 + fh_1) \cos \beta + (h_2 - h_1) \sin \beta]. \quad (16.98)$$

Розрахункове положення 6. Оцінюють поперечну стійкість скрепера і визначають максимальні навантаження на одне колесо, що виникають на поперечних схилах. Критерієм поперечної стійкості є граничний кут поперечного уклону γ'_n , на якому центр ваги скрепера виходить на вертикаль, що перетинає можливу вісь перекидання машини. Оскільки центр ваги скрепера знаходиться поблизу поздовжньої осі симетрії, то його поперечна стійкість практично однакова з обох боків.

Можливі дві осі перекидання (рис. 16.26): лінія I-I, що з'єднує центри опорних поверхонь крайніх (переднього та заднього) коліс, чому відповідає кут поперечного уклону γ'_n ; лінія II-II, що з'єднує центр опорної поверхні крайнього заднього колеса та вісь горизонтального (чи кульового) шарніра, що з'єднує передню вісь з тяговою рамою (кут γ''_n). За критерій стійкості приймають менший з кутів γ'_n або γ''_n .

Відповідно до показаних на рис. 16.27, а позначень розмірів, що характеризують положення осей перекидання і координати центра ваги, знаходимо критерії стійкості

$$\gamma'_n = \arctg \frac{a_1}{h_2} = \arctg \frac{b_1 + (b_2 - b_1)l_2/l}{2h_2}; \quad (16.99)$$

$$\gamma''_n = \arctg \frac{b_2}{2l} \frac{l_2}{h_2 - h_3(1 - l_2/l)}. \quad (16.100)$$

Максимальні навантаження, що виникають на поперечних схилах (N_{1K} - на переднє колесо і N_{2K} - на заднє), визначають таким чином (рис. 16.26, б):

якщо критерієм є кут γ'_n :

$$N_{1K} = N_1 \cos \gamma'_n; \quad N_{2K} = N_2 \cos \gamma'_n; \quad (16.101)$$

якщо критерієм є кут γ''_n (для передньої осі, рис. 16.26, в)

$$N_{1K} = N_1 \left(\frac{1}{2} \cos \gamma''_n + \frac{h_3}{b_1} \sin \gamma''_n \right);$$

$$N_{2K} = N_2 \cos \gamma''_n. \quad (16.102)$$

В обох випадках величину N_1 беруть з розрахункового положення 5, а величину N_2 - з положення 4.

Крім цього виникають бічні навантаження Y_1 і Y_2 , які дорівнюють у всіх випадках

$$Y_1 = N_1 \sin \gamma'_n;$$

$$Y_2 = N_2 \sin \gamma''_n. \quad (16.103)$$

Розрахункове положення 7. Навантажений скрепер повертається за таких умов (рис. 16.28): задні колеса знаходяться в канаві глибиною $t=0,5r_k$; ківш наповнений ґрунтом з „шапкою”; передня вісь повернута на 90° . Необхідно визначити силу тяги T_{T-4} і навантаження на колеса P , N_1 , N_2 . Навантаження N_1 і N_2 визначають з рівнянь $\sum M_A=0$ і $\sum Y=0$. Реакцію P знаходять з умови рівноваги заднього колеса

$$P = \frac{N_2 a}{2(r_k - t)}. \quad (16.104)$$

Силу тяги визначають з рівняння моментів відносно точки С.

Рис. 16.27. Схема для визначення навантажень на причіпний скрепер при повороті тягача на 90°

Визначення навантажень на скрепер у транспортному режимі. Для скрепера як

машини, що має дві осі та пневматичні колеса, динамічна модель може бути представлена у вигляді маси з двома пружними опорами, що характеризуються пружністю C_1 , C_2 і загасанням h_1 і h_2 (дисипацією) (рис. 16.28).

При досить великому значенні бази α колювання передньої та задньої осей стають майже незалежними і динамічна

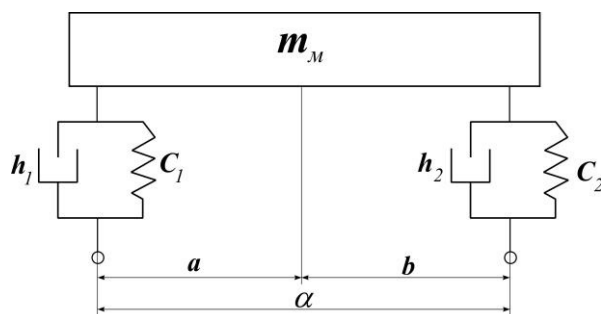


Рис. 16.28. Динамічна модель скрепера

модель може бути представлена у вигляді (рис. 16.29).

На рисунку 16.29 $m_{np}^a = \frac{b^2 + \rho^2}{\alpha^2} m_m$ - маса, яка приведена до передньої опори;

$m_{np}^b = \frac{a^2 + \rho^2}{\alpha^2} m_m$ - маса, яка приведена до задньої опори; ρ - радіус інерції скрепера

$$\rho^2 = \frac{J}{m_m},$$

(16.105)

де: J - момент інерції скрепера; m_m - маса машини.

Момент інерції скрепера J , кг·м² орієнтовно обчислюють за залежністю

$$J = k g^{4/3}, \quad (16.106)$$

де: k - коефіцієнт, який дорівнює для самохідного скрепера 14000, для напівпричіпного – 22000, для причіпного -

Рис. 16.29. Динамічна модель машини з великою базою

20000; V - місткість ковша, м³.

Жорсткість пневматичної шини (рис. 16.30) приблизно визначають за формулою Р. Хедекеля

$$C = \pi p_{ш} \sqrt{2RD}, \quad (16.107)$$

де: $p_{ш}$ - тиск повітря в шині; R - радіус кривизни протектора; D - зовнішній діаметр шини.

Коефіцієнт демпфірування в шині дорівнює

$$h = \psi_a \sqrt{\frac{C}{m_{np}}}, \quad (16.108)$$

де: $\psi_a = 0,02 \dots 0,05$ - безрозмірний коефіцієнт аперіодичності; m_{np} - маса, що коливається на шині.

При користуванні формулою не слід забувати, що на осі встановлені дві шини.

Збудження, яке передається динамічній системі з боку дороги, визначається висотою мікронерівностей і частотою їх проходження.

Статистичні властивості скреперних доріг характеризуються автокореляційною функцією

$$K(l) = \sigma e^{-\alpha l}, \quad (16.109)$$

де: σ - середньоквадратична висота мікронерівностей дороги, м; α - показник, що характеризує взаємозв'язок висот мікронерівностей; l - довжина шляху, м.

Для доріг, періодично планованих автогрейдером

$$\sigma = 0,04 \dots 0,05; \quad \alpha = 0,11 \dots 0,16.$$

Для важких не поліпшених міжселищних доріг

$$\sigma = 0,06 \dots 0,08; \quad \alpha = 0,17 \dots 0,26.$$

Спектр збудження задається залежністю

$$S_q(\omega) = \frac{\sigma^2 \alpha g}{(\alpha g)^2 + \omega^2}, \quad (16.110)$$

де g - швидкість руху машини, м/с.

Максимум амплітудно-частотної характеристики системи досягається при резонансі. Частота власних коливань:

передньої опори

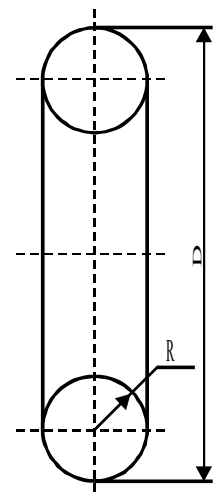


Рис. 16.30. Схема для визначення жорсткості шини

$$\omega_{01} = \sqrt{\frac{2C_1}{m_{np}^a}}; \quad (16.111)$$

задньої опори

$$\omega_{02} = \sqrt{\frac{2C_2}{m_{np}^e}}, \quad (16.112)$$

де C_1 і C_2 - відповідно жорсткість переднього та заднього колеса.

Максимум амплітудно-частотної характеристики

$$\mu_{\max} = \frac{\omega_0}{2h}. \quad (16.113)$$

Смуга частот, в якій діють максимальні коливання

$$\Delta\omega = \frac{\omega_0}{\mu}. \quad (16.114)$$

Значення спектральної щільності мікронерівностей при резонансній частоті ω_0

$$h_q = S_q(\omega_0) = \frac{\sigma^2 \alpha \vartheta}{(\alpha \vartheta)^2 + \omega_0^2}, \quad (16.115)$$

(розрахунок здійснюють для передньої та задньої опори окремо).

Значення спектральної щільності прискорень на опорі при резонансній частоті

$$h_{\ddot{x}} = h_q \mu_{\max}^2 \omega_0^4. \quad (16.116)$$

Величина дисперсії середньоквадратичного прискорення на опорі

$$D_{\ddot{x}} = \frac{1}{2} h_{\ddot{x}} \Delta\omega. \quad (16.117)$$

Середньоквадратичне прискорення на опорі

$$\sigma_{\ddot{x}} = \sqrt{D_{\ddot{x}}}. \quad (16.118)$$

При нормальному законі розподілу максимальне прискорення на опорі

$$\ddot{x}_{\max} = \pm 3\sigma_{\ddot{x}}. \quad (16.119)$$

Максимальне значення динамічного навантаження на опорі

$$F_{\max} = m_{np} \ddot{x}_{np}. \quad (16.120)$$

Це зусилля додається до статичного навантаження, яке діє на опору, тоді

$$N_{\max} = N_{cm} + F_{\max}. \quad (16.121)$$

За величиною цього навантаження або навантаження, визначеного в розрахункових положеннях на уклонах, розраховують напівосі (осі) скрепера, вибирають шини.

16.5. Підвищення ефективності скреперів

Удосконалення процесу наповнення ковшів скреперів проводилися за рядом напрямків, основні з яких наступні:

- підвищення тягового зусилля за рахунок застосування штовхача;
- удосконалення форми і розмірів ковша (застосування похилих бічних стінок, телескопічних ковшів, вибір оптимальних співвідношень довжини-висоти-ширини ковша та ін.);
- удосконалення ріжучих елементів (ступінчасті ножі, криволінійні крайки, двоножові системи, совкові ріжучі органи, ріжучі органи змінної ширини та ін.);
- застосування ґрунтонаправляючих пристроїв, пристроїв підрізання шару ґрунту;
- застосування механічних пристроїв завантаження ковша (скребкові елеватори, шнеки, вібропристрої, підгортаючі лопати, підгортаючі заслінки, рухомі днища та ін.);
- застосування триботехнічних рішень - зниження опорів тертя при наповненні ковша (застосування облицювання пластмасами з низьким коефіцієнтом тертя, газове

змащення та ін.).

Дослідження роботи скреперів зі штовхачами проводилися в першу чергу в ВНДІбуддормаші, ВІБІ (роботи М.О.Ульянова, Ю.Б.Дейнего, І.П.Бородачева, О.С.Орловського, Е.Г.Ронінсона). Досліджувалися необхідні співвідношення між тяговими зусиллями тягача і штовхача, їхніми швидкостями. Визначалося число скреперів на один штовхач.

Удосконалювання форми і розмірів ковша знайшло відображення в роботах СибАДІ (К.О.Артем'єв), ЦНДІБа (Д.І.Федоров), ВЛТІ (В.О.Борисенков) та інші. Тут визначені раціональні значення відносин довжини і висоти ковша для „коротких” і „довгих” ковшів, проведені дослідження похилих стінок, розглянуті питання агрегування та ін.

Значний обсяг досліджень по удосконаленню ріжучих елементів проведений у МАДІ, ПДАБА, ЦНДІБ, СибАДІ, ВІБІ (В.І.Баловнєв, Л.А.Хмара, Д.І.Федоров, В.А.Кацин, І.М.Барсуков, В.В.Мелашич). Результати цих робіт дозволили впровадити в конструкцію скреперів ступінчасті ножі, двоножові системи, в меншій мірі впроваджуються пристрої з перемінною шириною різання, совкові ріжучі пристрої.

Грунтонаправляючі пристрої (ГНП) досліджувалися в роботах В.І.Баловнєва, Л.А.Хмари, В.В.Нічке, В.П.Вініченко, О.А.Єрмакової. У цих роботах запропонований ряд конструкцій ГНП, визначені окремі характеристики ГНП, розроблені математичні моделі процесу наповнення ковша скрепера. Ефективність ГНП підтверджується проведеними дослідженнями і за даними окремих авторів ефективність зростає на 20...30%.

Значний обсяг досліджень виконаний по створенню механічних пристроїв завантаження ковша. Дослідження відносяться до елеваторного завантаження (роботи, виконані основним чином у ВНДІбуддормаші), завантаження підгрібаючими лопатами (основним чином роботи СибАДІ), металниками, шнеками, віброконвеєрами. Як показано дослідженнями, механічне завантаження дозволяє заповнювати ківш без штовхача, в тому числі на незв'язних ґрунтах, знизити тягове зусилля при наповненні, здійснити рівномірне завантаження тягача по потужності, підвищити якість планувальних робіт. Однак, при цьому має й істотні недоліки: ускладнюється конструкція машини введенням складного механізму, збільшується маса і значно збільшується вартість машини, знижується надійність і діапазон використання машини.

Проведеними в СибАДІ дослідженнями різних способів інтенсифікації дозволили авторам зробити висновок про працездатність ряду запропонованих конструкцій, зокрема, конструкції скрепера з підгортаючою лопатою, з направляючим пристроєм, похилими стінками. Зокрема, скрепери з підгортаючою лопатою дозволяють збільшити обсяг ґрунту на 80%, знизити енергоємність на 33%, підвищити продуктивність на 60%. Ці дані отримані для ковша зі збільшеною довжиною. Для незмінних розмірів ковша застосування ґрунтонаправляючого пристрою дозволило збільшити обсяг набраного ґрунту на 20...25% при різному розташуванні ГНП в ковші. Розглянуто також вплив параметрів заслінки скрепера на утворення призми волочіння, зниження обсягу призми волочіння і підтримки тягового балансу машини за рахунок безперервного зменшення ширини копання з ростом висоти заповнення при збереженні постійної глибини копання.

Великий обсяг досліджень різних видів активних інтенсифікаторів процесу наповнення ковша скрепера проведений у МАДІ. Проведено в ґрунтовому каналі моделей різних змінних механізмів завантаження: скребкових елеваторів традиційного виконання з нижньою завантажувальною галуззю; шнекових елеваторів з одним, двома, чотирма похилими робочими органами; гвинтових елеваторів (одновиткових) з одним, двома, чотирма вертикальними робочими органами або чотирма похилими робочими органами; активної робочої заслінки. Порівняння проводились по енергоємності копання і за узагальненим показником. У діапазоні досліджуваних значень глибини копання $h=70\ldots 210$ мм у сипких ґрунтах всі розглянуті механізми завантаження знижують енергоємність процесу на глибині 70; 140; 210 мм у 1,3...4,3; 1,3...3; 1,3...2,2 рази відповідно. При глибині копання до 140 мм доцільно використання скребкових елеваторів, 140...210 мм - 2-х і 4-х

шнекові вертикальні механізми; 210...350 мм - гвинтові і шнекові механізми з одним робочим органом, при $h=350$ мм, традиційні конструкції, хоча на практиці це не реалізується.

Зменшення необхідної сили тяги на останньому етапі копання складає в порівнянні з традиційною конструкцією в зазначених межах глибини 70...210 мм для скребкових елеваторів - у 7,5 разів, гвинтові і шнекові елеватори - в 2,3...3,5 рази. Скрепер з активною заслінкою по величині споживаного стискаючого зусилля має показники близькі до кращих, однак витрата потужності на привод заслінки вища на 20...40%. При цьому виникають значні вертикальні динамічні навантаження.

На мерзлих ґрунтах ефективність механізмів завантаження знижується. Так, зниження потрібної тяги не перевищує 20...30%, енергоємність майже не знижується.

Нарешті, зниження опорів тертю здійснювалося за рахунок облицювання стінок ковша пластмасами з низьким коефіцієнтом тертя (роботи, проведені в КАДІ), застосування газового змащення (роботи школи В.К.Руднева в ХАДІ, В.І. Баловнева в МАДІ). Розглядалися варіанти змащення ковша різними емульсіями, однак поширення ці роботи не одержали. Має перспективу конструкція ґрунтонаправляючого апарата з газовим змащенням його поверхні.

Скрепери одержали широке розповсюдження в виконанні земляних робіт. У різних країнах об'єм земляних робіт, які виконуються скреперами, досягає 30...50% загального об'єму. Значно менший об'єм робіт виконувався на території теперішніх країн СНД. Так в 1985 році об'єм земляних робіт, виконаних скреперами, досягав 8,9%, а в 1990 році – 9,5%, на 1995 рік планувалось 10%, а на 2000 і 2005 роки відповідно 11% і 12%. Таке відставання пояснюється в першу чергу малим парком скреперів та малою місткістю ковшів машин (світовий парк тільки самохідних скреперів складає більше 30 тис. машин).

За способом наповнення ковша ґрунтом скрепери розділяються на дві групи: з завантаженням за рахунок тягового зусилля трактора тягача і штовхача і примусовим завантаженням спеціальними механічними пристроями. Якщо у скреперів першого типу зрізання шару ґрунту і надходження його в ківш здійснюється за рахунок тягових зусиль тягача і штовхача, то для скреперів другого типу тягове зусилля витрачається тільки на відділення стружки від масиву ґрунту, а примусова подача зрізаного ґрунту в ківш проводиться спеціальними засобами (наприклад скребками ланцюгового елеватора та ін.).

Головним недоліком традиційних самохідних скреперів першого типу є (не дивлячись на достатньо високу ефективність, простоту конструкції, надійність) необхідність використання під час наповнення ковша трактора-штовхача. Це викликає простой в зв'язку з чеканням штовхача, неможливість автономного використання скрепера і, як наслідок, підвищення собівартості розробки ґрунту. Тому основний напрямок підвищення ефективності скреперів полягає в зниженні необхідного зусилля для скреперів першого типу і удосконалення обладнання примусового завантаження ґрунту для скреперів другого типу. Загалом напрямки підвищення ефективності можна розділити таким чином:

- підвищення сили тяги (штовхачі, скрепери з двома двигунами, зчіпка двох скреперів за принципом тягач-штовхач);
- удосконалення ножової системи з метою зниження опору різання, раціонального регулювання опору в процесі наповнення ковша;
- удосконалення конструкції заслінки з метою зниження опору призми волочіння, зменшення об'єму ґрунту, який йде в призму волочіння, збільшення об'єму ґрунту в заслінці;
- удосконалення конструкції ковша з метою зниження опору наповнення, збільшення об'єму ковша;
- удосконалення процесу наповнення ковша за рахунок раціонального направлення потоків ґрунту, розділу нерухомого ґрунту в ківші і потоків ґрунту, які рухаються в ківш з допомогою жорстких направляючих, вібротранспортування;

- розробка і удосконалення конструкцій обладнання для примусового, механізованого завантаження ґрунту в ківш.

Підвищення сили тяги застосуванням трактора-штовхача призводить до того, що довжина шляху набору ґрунту скорочується з 30...40 м до 10...15 м, а продуктивність зростає на 40...60%. При роботі, наприклад, скреперів ДЗ-11, ДЗ-13 об'єм ґрунту, який набирається в ківш без штовхача, скорочується майже на 50%. В більшості випадків як штовхачі застосовуються гусеничні трактори Т-130, Т-170, потужність і швидкість цих машин мало відповідають технічним характеристикам скреперів, та і самі бульдозери на цих тракторах виходять з ладу. Тому передові фірми світу випускають зараз скрепери з всіма ведучими колесами, це досягається або застосуванням двох двигунів для привода двох осей, або застосуванням обладнання мотор-колесо, коли кожне колесо приводиться в рух своїм мотором (електричним чи гідравлічним), а головний двигун підвищеної потужності призводить до руху генератор постійного струму чи гідронасос. Такі скрепери випускались Балаковським заводом самохідних землерийних машин (ДЗ-107 з двома двигунами) і Челябінським заводом ім. Колющенко (скрепер ДЗ-67 з електромоторколесами). В таких конструкціях є можливість самозавантаження скреперів з усіма ведучими колесами, а також висока прохідність у важких ґрунтових умовах, в горбистій місцевості, на дорогах з великими уклонами.

В останні роки знаходять широке застосування скреперні поїзди. Це найбільш простий з точки зору практичної реалізації спосіб підвищення тягових якостей скреперів без застосування додаткових агрегатів. Використовуючи принцип „тягач-штовхач” і працюючи парами скрепери по черзі виконують функції додаткового тягача чи штовхача. В транспортному режимі скрепери працюють окремо. Для швидкого з'єднання і роз'єднання скрепери обладнані спеціальним зчіпно-штовхаючим обладнанням.

При роботі скреперного поїзда спочатку заповнюється ґрунтом ківш переднього скрепера. При цьому задній скрепер виконує функції штовхача. Після заповнення ковша переднього скрепера скреперний поїзд починає працювати в режимі „тягни”, забезпечуючи заповнення ковша заднього скрепера. Після його заповнення скрепери розчіплюються.

Можливі різні схеми роботи двох скреперів у залежності від способу їх агрегування: „тягни-штовхай” (описано вище), „тільки тягни” - коли скрепери по черзі виконують функції додаткового тягача; „тільки штовхай” - коли скрепери по черзі виконують функції штовхача.

При малих відстанях транспортування економічно вигідною є схема роботи з застосуванням трактора-штовхача і традиційного скрепера (продуктивність вища на 16...30% ніж у скреперних поїздів), при більших відстанях - слід рекомендувати застосування зчіпно-штовхаючого обладнання.

Удосконалення системи ріжучих елементів скрепера з метою зниження опору різання, зміни опору різання в залежності від співвідношення між складовими частинами, загального опору проводиться за рядом напрямків:

- застосування зубів в ножовій системі для розпушення ґрунтів великої щільності і міцності;
- застосування ножової системи з виступаючим середнім ножем;
- установка в центральній частині ножової системи совка (це обладнання також застосовується на ґрунтах підвищеної міцності);
- застосування механізму зміни кута різання ножів скрепера;
- застосування механізму зміни ширини різання;
- установка механізму вібрації ножа (застосування віброрізання).

Вказані удосконалення конструкції ножової системи мають разом з позитивними і негативні якості. Так застосування зубчастих ножів одночасно із зниженням опору

різанню знижує можливість заповнення ковша традиційної конструкції внаслідок розпушення ґрунту і, таким чином, зниження міцності ґрунтового потоку в ковші і підвищення об'єму призми волочіння.

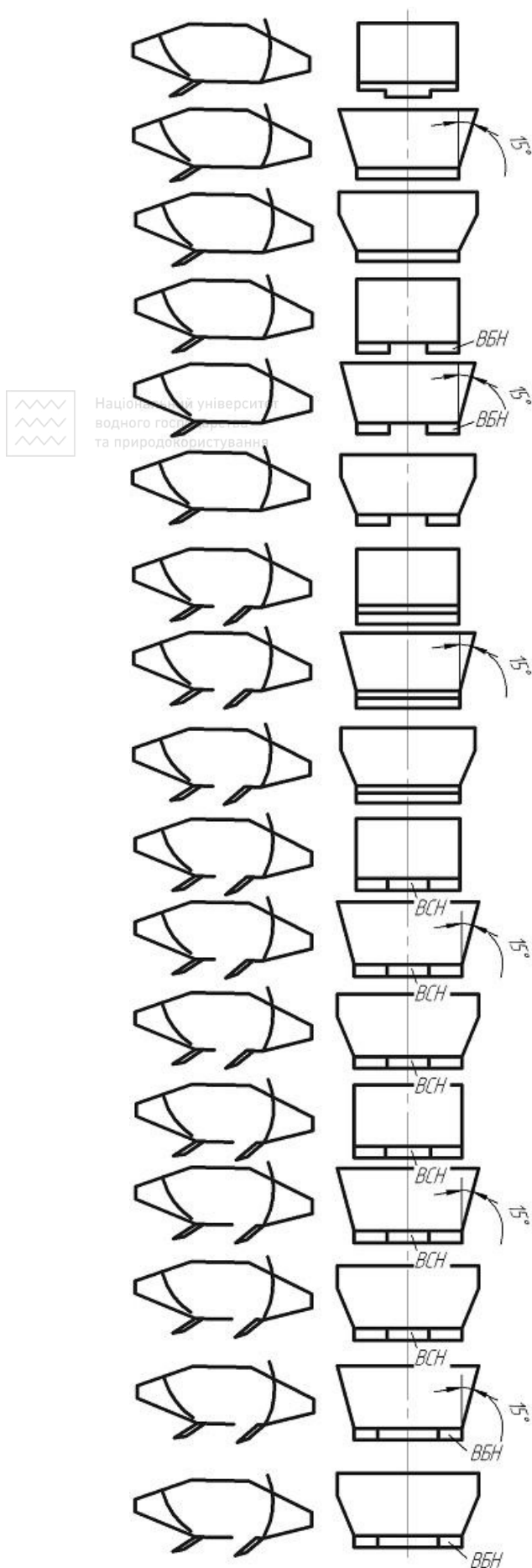


Рис. 16.31. Конструктивні схеми ковшів скреперів

Широке застосування одержали виступаючі ножі. При роботі скреперів з виступаючим ножем після досягнення об'єму наповнення ковша більше 50% ножова система виглиблюється так, що різання проводиться лише середнім ножем, значно зменшується опір різанню, а також і опір наповненню ковша. Довжина виступаючого ножа вибирається такою, щоб глибина різання ним забезпечувала стійкість ґрунтової стружки (в залежності від місткості ковша ця глибина 8...15 см). Ширина різання середнім ножем складає половину ширини різання ковша скрепера.

Ножова система з косо поставленими ножами, або криволінійною ріжучою кромкою були застосовані на деяких конструкціях машин і показали зниження опору різання, але в зв'язку з тим, що поверхня ґрунту після роботи таких скреперів має хвилястий мікрорельєф і це значно ускладнює роботу при наступних проходах, експлуатаційники не сприйняли такої конструкції. Звичайно такий скрепер не може виконувати планувальні роботи, що значно звужує його використання. Для успішного використання ефекту косого різання потрібне обладнання, яке б могло проводити й планувальне різання, тобто в його склад необхідно внести і прямі ножі, або спеціальні підвіски робочого органа, які б забезпечили знаходження криволінійної кромки в одній площині. Установка в центральній частині ножової системи совка (як змінного обладнання) при роботі в важких ґрунтових умовах дає можливість розроблювати міцні ґрунти внаслідок підвищених зусиль різання на порівняно вузькій (до половини ширини ковша) ріжучій кромці совка. Як показали випробування, які проведені в СибАДІ, така конструкція досить ефективна.

Застосування механізму зміни кута різання ножів скрепера сприяє як зниженню опору різання при зменшенні цього кута, так і початковому направленню ґрунтової стружки в ківш. Обмеження застосування цього удосконалення зв'язане з складністю конструкції і малою надійністю, в першу чергу гідросистеми керування ножами в умовах роботи в запиленому просторі під ножем. Крім цього габарити обладнання вимагають малогабаритних гідравлічних елементів, тобто гідросистеми з високим робочим тиском (250...320 МПа), а такий

тиск на наших машинах ще не використовується.

Перспективним є напрямок зміни ширини різання, коли ножі можуть зсуватись від ширини рівної ширині ковша до ширини рівної половині ширини ковша. Ніж складається з двох половин, встановлених з можливістю поперечного переміщення, з'єднаних гідроциліндрами керування шириною різання. В початковий період скрепер вирізає стружку з використанням всієї ширини ковша. В міру того як ківш заповнюється і опір наповненню зростає, ножі скрепера не виглиблюються, як в традиційній конструкції, а зсуваються, зменшуючи ширину копання при постійній глибині. Це сприяє стійкості стружки ґрунту і як наслідок, кращому заповненню ковша. Значного поширення цей метод удосконалення робочого процесу не одержав з тих же причин, що й попередній, хоч проведені у Воронежському інженерно-будівельному інституті випробування показали високу ефективність цього напрямку.

Застосування віброножів також дає певний ефект в зниженні опору копання ґрунту, але поки що широкого використання не одержало, воно вимагає складної системи привода вібраторів, одержання значних вимушуючих зусиль в компактних вібраторах. На рис. 16.32 показані принципові схеми напрямків вдосконалення робочого процесу скрепера, а на рис. 16.31 і 16.33 окремі конструктивні рішення. Всі рішення цієї групи, як бачимо зв'язані з зниженням енергоємності відділення ґрунту від масиву, при цьому зниження цієї енергоємності не є самоціллю, а служить для використання вивільненої енергії на інтенсифікацію процесу наповнення.

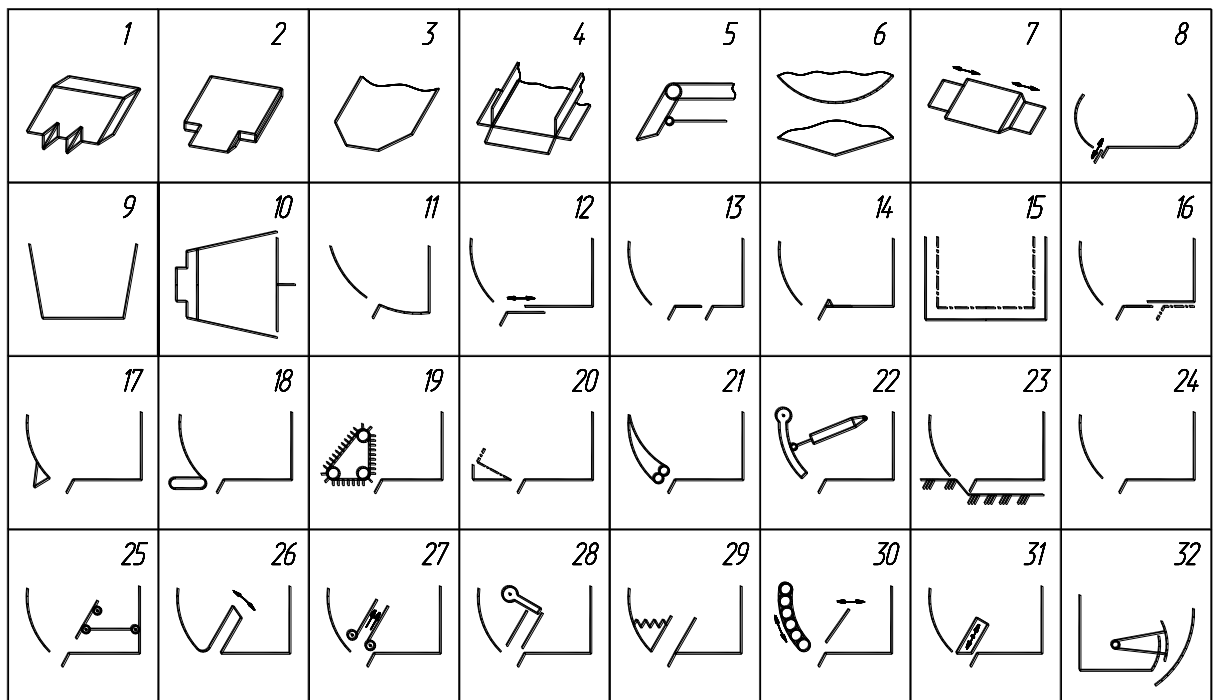


Рис. 16.32. Схеми інтенсифікації робочого процесу скреперів: 1 - зубчасті ножі; 2 - виступаючі ножі; 3 - косопоставлені бокові ножі; 4 - прямий совок; 5 - поворотний ніж; 6 - фігурні ножі; 7 - ножі, які змінюються по ширині; 8 - вібруючий ніж; 9 - ківш з похилими боковими стінками; 10 - ківш з поворотом бокових і задньої стінок; 11 - ківш з криволінійним днищем; 12 - телескопічний ніж; 13 - ківш з двошліпінним завантаженням; 14 - ківш з направляючою на днище; 15 - ківш з антифрикційним покриттям; 16 - ківш з рухомим днищем; 17 - заслінка з опорною лижею; 18 - заслінка з стрічковою опорою; 19 - заслінка з опорою у вигляді скребкового транспортера; 20 - горизонтальна ковзаюча заслінка; 21 - заслінка з механізмом сколу; 22 - підгірбаючий пристрій; 23 - заслінка з винесенням за призму волочіння; 24 - глибока заслінка; 25 - направляюча плита; 26 - з ґрунтоводом, який відхиляється; 27 - віброконвеєр; 28 - ґрунтовід з повітряним змащенням; 29 - ківш з роздільним наповненням ковша; 30 - механізм обтискування стружки в ковші; 31 - відвальна стінка з рухомою заслінкою; 32 - ґрунтонаправляючий пристрій

До рішень, зв'язаних з удосконаленням заслінки з метою зниження опору призми

волочіння, зменшення об'єму ґрунту, який йде в призму волочіння, збільшення об'єму ґрунту в заслінці, можна віднести наступні: заслінка на лижах, заслінка з стрічковою опорою, заслінка у вигляді елеватора, горизонтальна ковзаюча заслінка, заслінка винесена за призму волочіння, глибока заслінка, заслінка з механізмом сколу.

Перші чотири рішення направлені на довантаження поверхні ґрунту перед ножем з тим, щоб відділений елемент ґрунту йшов в ківш, а не в призму. Слід відзначити, що такі кон-струкції мають значний опір рухові (крім заслінок з стрічковою опорою і у вигляді елеватора, які мають значно менший опір, але одночасно достатньо складну конструкцію). Заслінка винесена за призму волочіння і глибока заслінка сприяє збільшенню об'єму ковша і зменшенню кількості ґрунту, який йде в призму волочіння. Ці конструкції одержали достатньо широке застосування. І наприкінці, заслінка з механізмом сколу не дає можливості площині зсуву або тріщині відриву вийти за межі заслінки і, тим самим сприяє руху відділеного елемента в ківш, а не в призму. Поки що така конструкція не одержала широкого застосування. На рис. 16.32 представлені принципові схеми описаних конструкцій.

Удосконалення конструкції ковша з метою зниження опору наповнення, збільшення об'єму ковша проводиться за рахунок прийняття раціональних співвідношень між параметрами ковша; зниження тертя ґрунту по поверхні ковша; переміщення набраного об'єму ґрунту так, щоб він не заважав просуненню ґрунту, що надходить з двох ножових систем.

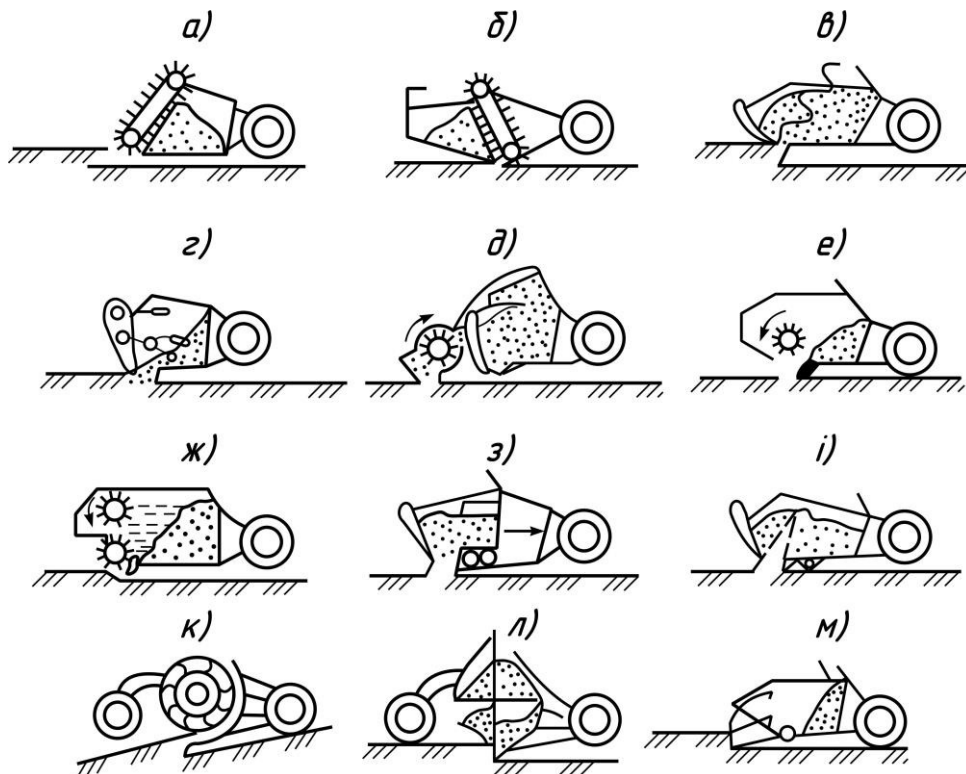


Рис. 16.33. Деякі схеми примусового завантаження ґрунту: а - з переднім елеватором; б - із заднім елеватором; в - з шнековим завантаженням; г - з підгрібаючою заслінкою; д - з роторним металеньком верхньої дії; е - з металеньком нижньої дії; ж - з двома металеньками; з - з активним днищем; і - з активним ножом; к - з скребковим ротором; л - із секційним барабаном; м - із завантажувальним лотком

До цього напрямку відносяться: ківш з похилими стінками, ківш з криволінійним днищем, телескопічний ківш, ківш з рухомим днищем, роторний ківш, ківш з секційним барабаном, ківш з антифрикційним покриттям або з газоповітряним змащенням, ківш з двоцилінним завантаженням. Ківш з похилими стінками, розроблений в СибАДІ, має нахил бокових стінок під кутом $8...10^\circ$ до вертикалі. Випробування цього ковша показали, що необхідне для завантаження тягове зусилля зменшується на $10...15\%$ і можливе

відповідне збільшення об'єму набраного ґрунту. Але необхідність установки бокових підрізаючих ножів дещо знижує ефективність машини, а без них при розробці траншей скрепер зависає на стінках траншей, тому що ширина ножів менша ширини ковша в верхній частині.

У ковші з криволінійним днищем перші порції ґрунту надходять в криволінійне днище, заповнюють його, а потім вже заповнюється частина ковша, яка знаходиться вище ножів. Таким чином, в цій конструкції додатковий об'єм ґрунту, обмежений площиною з положенням відповідним положенню днища в скрепері традиційної конструкції і криволінійною поверхнею днища цього скрепера.

В телескопічному ковші спочатку відбувається заповнення внутрішнього ковша, який потім зсувається назад, після цього заповнюється зовнішній ківш. Ґрунт, який знаходиться у внутрішньому ковші не заважає заповненню зовнішнього ковша. Принципово така схема дуже перспективна, але конструктивне виконання її складне, вона металоємна, ненадійна в експлуатації. Тому необхідні нові конструктивні схеми, які б реалізували принцип телескопічного ковша.

Більш простіша схема рухомого днища, в якій ківш виконаний довгим, тобто відношення довжини ковша до висоти досягає двох. Рухома частина днища на початку наповнення знаходиться в передній частині ковша, а після заповнення рухомого днища вона зсувається в задню частину ковша, наповнення продовжується в передній, вільній від ґрунту частині ковша.

Роторний ківш (ківш з секційним барабаном) має встановлений в ковші ротор (барабан), з двох взаємно - перпендикулярних пластин (форма днища ковша - циліндрична). Таким чином, ротор має чотири порожнини. Після заповнення передньої нижньої секції барабан обертається проти годинникової стрілки, заповнюється друга секція, так по чергову заповнюються всі секції. Розвантаження проходить розвертанням барабана по годинниковій стрілці. Така конструкція досить складна, металоємна і тому поширення не одержала.

Ківш з антифрикційним покриттям показав зниження енергоємності наповнення до 10%, при раціональних геометричних параметрах ковша це зниження могло бути більшим, але нестійкість покриття не дозволяє поки що широко впровадити це технічне рішення.

Більш широке застосування одержав ківш з двощілинним завантаженням, розроблений в ПДАБА. Серед інших методів інтенсифікації метод двоножової системи копання один з найпростіших і при цьому достатньо ефективний. Перша ножова система має виступаючий ніж, який вирізає центральну частину стружки, другий ніж, ширина якого дорівнює ширині ковша, вирізає дві стружки, які залишились.

Основні переваги цієї конструкції: простота, достатньо висока надійність, можливість виконання планувальних робіт, зниження опору копання, втрат ґрунту в бокові валики, зменшення шляху наповнення і відповідно часу циклу. Проведені випробування показали підвищення продуктивності на 20-22% при дальності транспортування 350 м.

Для зниження втрат ґрунту через другу завантажувальну щілину і для регулювання глибини різання заднім ножом він виконаний керованим, може обертатись відносно шарнірів кріплення. Керування проводиться двома додатковими гідроциліндрами.

Значно підвищує ефективність скреперів газоповітряне змащення поверхні, яка контактує з ґрунтом. Цей напрямок активно розроблювався в Харківському і Московському автодорожніх університетах, ПДАБА. Подача стисненого повітря проводиться біля задньої кромки ножа через ряд отворів, або спеціальну щілину (наприклад, повітря виходить через отвори в підножовій плиті і далі проходить в щілину між нею і ножом і направляється в ківш у вигляді плоского струменя). Це повітря дає можливість знизити опір наповнення ковша за рахунок зниження коефіцієнта тертя в повітряно-ґрунтовому шарі на межі рухомого і нерухомого ґрунту, найбільше значення зниження зусиль копання



Надкритий університет
во
та природоохоронний

(до 50%) досягнуто при копанні піщаних і супіщаних ґрунтів міцністю 3-6 ударів ударника ДорНДІ. Продуктивність зростає в середньому на 30% при транспортуванні ґрунту на 200 м. Можливе застосування газоповітряного змащення разом з іншими інтенсифікаторами, що суттєво підвищує ефективність машини.

Удосконалення процесу наповнення ковша за рахунок раціонального направлення потоків ґрунту, розділення нерухомого ґрунту в ковші і потоків ґрунту, які рухаються в ківш за допомогою жорстких направляючих, вібротранспортування досягається за рахунок ґрунтонаправляючих апаратів, вібротранспортерів. У число технічних рішень цього направлення слід віднести: ґрунтонаправляючі плити, ґрунтонаправляючі апарати (ГНП) з плоским і криволінійними направляючими; ГНП, які можуть змінювати кут нахилу (поворотні); ГНП з газоповітряним змащенням; ковші з роздільним заповненням; направляючу стінку з рухомим днищем; змінний по висоті ГНП; вібропластини; віброконвеєр.

Конструктивні рішення цієї групи мають на меті підвищення об'єму набраного ґрунту за рахунок зниження енергоємності процесу наповнення. Ефективно знижуються опір, енергоємність наповнення застосуванням ГНП, які формують ґрунтовий потік, знижують сили тертя тим, що знижуються як зусилля нормального тиску на ґрунт, який рухається, так і коефіцієнт тертя заміною внутрішнього тертя на зовнішнє. За даними В.І.Баловнева ефективність ковша з ґрунтонаправляючим апаратом зростає на 40%. Наявність жорстких направляючих, можливість подачі на них газоповітряного змащення дозволяє знизити коефіцієнт зовнішнього тертя ґрунту так, що зусилля копання зменшується в 1,3...1,8 рази. В залежності від довжини ковша застосовуються ґрунтонаправляючі апарати з плоскими стінками (для коротких ковшів), із змінним кутом нахилу або з криволінійними направляючими (для довгих ковшів). Більш складні за конструкцією ГНП регульованої висоти дають ще більше зниження енергоємності. Те ж саме можна сказати про застосування направляючої стінки з рухомим днищем.

Вібраційне обладнання на скрепері поки що не одержало широкого розповсюдження, однак дослідження проведені в ХАДІ, СибАДІ показали деякі перспективи цього напрямку. Так застосування вібропластини, встановленої в днище скрепера за підножовою плитою з можливістю вертикальних коливань, призводить до вібророзрідження потоку ґрунту, зменшення тертя і, як наслідок, зниження опору наповнення на 15...20%. Основним недоліком цього простого і ефективного методу являється відсутність малогабаритних гідромоторів достатньої потужності для привода вібраторів. Те ж можна сказати про віброконвеєр, розроблений в СибАДІ, який значно знижує зусилля, необхідне для наповнення ковша. Цей конвеєр під дією вібраторів здійснює складні коливання двох половин труби, розрізаної вздовж. При цьому, коли половини розходяться - труба спускається, коли сходяться - піднімаються. Таким чином, при опусканні, розводяться, труба відпускає стиснений нею ґрунт і він залишається на місці в зв'язку з підпором нижчележачих шарів, а при підйомі - стискає ґрунт і піднімає на висоту, що дорівнює амплітуді коливань. На рис 16.33 приведені принципові схеми вищеописаних конструкцій.

Одним із напрямків підвищення ефективності скреперів є засоби механізованого завантаження ґрунту в ківш. У сучасних конструкціях скреперів застосовуються, як інтенсифікатори процесу завантаження, головним чином елеватори переднього і заднього розташування, гвинтові і шнекові завантажувальні обладнання. В окремих зразках машин використані ак-тивна заслінка, підгрібаючі лопаті, завантажувальні ротори нижнього і верхнього розвантажування, ножові і лопатеві барабани, гребковий ротор, завантажувальний лоток.

Скрепери з елеваторним завантаженням з скребковим елеватором одержали найбільше розповсюдження. Зрізаний ножами ґрунт транспортується в ківш нижньою стрічкою елеватора. Скрепер з елеваторним завантаженням має продуктивність збільшену на 25...30%, опір копанню знижується на 12...17%, питома енергоємність знижується на 30...35%. Ці скрепери знайшли широке застосування на розробці матеріалів, завантаження



Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

яких звичайними скреперами практично неможливе. Наприклад, самохідний скрепер з елеваторним завантаженням легко здійснює завантаження піску, в той же час звичайний скрепер в тих умовах заповнює ківш на 40% геометричної місткості, при цьому дуже зношуються колеса тягача й траки гусениць штовхача.

Порівняно з традиційними конструкціями скрепери з елеваторним завантаженням мають такі переваги: заповнення без штовхача, зниження тягового зусилля на протязі всього процесу наповнення, більш повне використання потужності базової машини, рівномірне завантаження базової машини в процесі копання, кращий коефіцієнт заповнення ковша, підвищена якість планувальних і опоряджувальних робіт, зниження собівартості розробки 1 м³ ґрунту. Але при цьому є ряд недоліків: наявність складного механізму, підвищення маси на 20% і вартості на 25...30%, мала надійність і велика вартість експлуатації і ремонту в зв'язку з наявністю швидкозношуваних елементів, можливість роботи лише на легких ґрунтах без каменистих включень, певні втрати ґрунту в процесі транспортування тому що відсутня передня заслінка, неможливість установки на традиційні ковші.

Скрепери з гвинтовими і шнековими елеваторами обладнані поставленими в зоні ріжучого ножа вертикальними або похилими елеваторами. В гвинтових елеваторах є тільки один виток гвинтової лінії, в шнекових - гвинтова лінія має кількість витків відповідно до довжини елеватора. Перші конструкції шнекового завантаження, розроблені в США, мали похилий чи горизонтальний шнек. З 70-х років активно розробляються конструкції з вертикальним шнеком, одним чи двома. Самохідний скрепер з місткістю ковша біля 25 м³ з двома верти-кальними шнеками, розташованими поперек ковша, розвантажується самостійно практично на всіх видах ґрунту, при цьому заповнення проводиться менше ніж за хвилину на короткій ділянці. Енергоємність копання знижується в 1,1...1,5 рази в порівнянні з іншими методами інтенсифікації, опір копанню зменшується в 1,25...1,3 рази порівняно з традиційною кон-струкцією скрепера.

Недоліками шнекового завантаження порівняно з елеваторним є підвищений опір копанню, неможливість планувальних робіт ґрунту. Шнекове завантаження не може бути застосованим на ґрунтах з твердими включеннями, вологих ґрунтах, схильних до залипання. Шнеки швидко зношуються, особливо лопаті і підшипникові вузли.

Скрепер з активною заслінкою захоплює вирізаний ножом ґрунт за допомогою керованої заслінки і пересуває його в ківш. Заслінка, в залежності від кінематики механізму керування, може рухатись по будь-якій траєкторії. Визначається траєкторія співвідношенням ходів гідроциліндрів, один з яких обертає заслінку навколо точки кріплення її до конструкції механізму підгрібання, а другий - рухає цей механізм. Таким чином, задаючи системі керування (бажано автоматичній) команди на висунення чи втягування штоків гідроциліндрів оператор проводить в залежності від місткості ковша 3...7 гребків ґрунту, який накопичується в передній частині ковша і в призмі волочіння.

Такий механізм може бути встановлений як у ковшах традиційного типу, так і в спеці-ально спроектованих, довгих ковшах. Проведеними техніко-економічними розрахунками показано, що довжина ковша може бути збільшена в 2,5...2,6 рази і об'єм набраного ґрунту обмежується тільки тяговими можливостями тягача в транспортному режимі. При випробуванні скрепера з активною заслінкою тягове зусилля зменшилось порівняно з традиційним скрепером у 1,3 рази, продуктивність зросла в 1,25 рази.

У СибАДІ розроблена конструкція скрепера з дволопатеvim активним органом підгрібаючого типу, який підвищив коефіцієнт наповнення ковша на 25...30%, відповідно продуктивність також збільшилась в середньому на 30%. Дві лопаті, які встановлені в верхній частині скрепера, здійснюють підгрібаючі рухи, закидаючи при цьому ґрунт в задню частину ковша.

Роторні металники виконуються в вигляді встановлених у нижній чи верхній частині поперек ковша ножових барабанів, які обертаються так, що ґрунт викидається з нижньої частини ротора (металник нижнього метання), чи з верхньої (металник



Національний технічний університет України
Київський політехнічний інститут
та національний економічний університет

верхнього метання). Може бути встановлено два барабани - нижній ножовий, який викидає ґрунт з ножа по кожуху на лопатевий барабан, який вже викидає ґрунт у ківш. Недоліком всіх роторних пристроїв є розсіювання ґрунту, значна потужність привода ножового барабана.

Скрепери з скребковим ротором мають ківш у вигляді циліндричного барабана з отвором у верхній частині для завантаження ґрунту. Біля ковша розміщений скребковий ротор, який у задній частині закритий кожухом, у нижній частині кожуха встановлений плоский ніж. Зрізаний ножем ґрунт рухається на скребки ротора, який обертається за рахунок підпору ґрунту і контакту з опорною поверхнею або примусово з приводом від коліс скрепера. Ґрунт транспортується гребками в простір над отвором у верхній частині ковша, куди й розвантажується.

Скрепери із завантажувальним лотком мають шарнірно закріплений на ковші лоток, який заповнюється за рахунок тягового зусилля базової машини і потім примусово закидається назад в ківш, потім лоток повертається в початкове положення і операція повторюється. За 3...5 циклів ківш заповнюється ґрунтом. Скрепер може застосовуватись у важких умовах, порційне завантаження дозволяє без штовхача заповнювати ківш великої місткості. Недоліками є низька ефективність при роботі на зв'язних ґрунтах схильних до залипання, складна і, як наслідок, більш дорога і менш надійна конструкція. На рис. 16.33 показані принципові схеми скреперів з механізованим завантаженням.

Технічні рішення можна розділити на 4 групи: 1 - удосконалення ножової системи скреперів; 2 - удосконалення конструкції і форми ковша; 3 - удосконалення конструкції заслінки ковша; 4 - удосконалення процесу наповнення ковша напрямком потоку ґрунту, зниження опорів наповненню.

Аналіз схем підвищення ефективності скреперів конструктивними засобами дають можливість зробити такі висновки:

1. У зв'язку з тим, що при наповненні ковша самохідного скрепера зменшується зчіпна вага тягача (біля 15% ваги скрепера передається на ведучу вісь скрепера), скрепер не може забезпечити заповнення ковша і потребує застосування трактора-штовхача.

2. Самохідні двомоторні скрепери й скреперні поїзди забезпечують самозавантаження в експлуатаційних умовах. Широке їх впровадження стримується високою вартістю і підвищеними експлуатаційними витратами.

3. Найбільше розповсюдження серед інтенсифікаторів одержали елеваторні пристрої, які показують високу ефективність при роботі на легких ґрунтах. Інші пристрої не знайшли широкого промислового застосування, хоча і мають ряд позитивних якостей. В той же час елеваторні пристрої мають низьку надійність, велику вартість, як і інші пристрої активної дії.

4. До числа ефективних пристроїв, які значно простіші, дешевші, надійніші, можуть бути встановлені як у ковшах традиційної конструкції, так і в спеціально сконструйованих ковшах, являються ґрунтонаправляючі пристрої, двоножові системи, комбіновані пристрої з використанням двох і більше інтенсифікаторів.

Контрольні питання

1. Загальні відомості. Будова причіпних, напівпричіпних, самохідних скреперів.
2. Класифікація і компоновка скреперів.
3. Робочий процес скреперів.
4. Тяговий розрахунок скреперів. Продуктивність.
5. Схеми роботи скреперів.
6. Вибір і розрахунок параметрів скрепера.
7. Визначення розрахункових навантажень самохідних, напівпричіпних і причіпних скреперів.
8. Динамічні моделі скреперів.
9. Підвищення ефективності роботи скреперів.

10. Різні конструктивні схеми ковшів скреперів.
11. Схеми інтенсифікації робочого процесу скреперів.
12. Схеми примусового завантаження ковшів скреперів.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

17. БУЛЬДОЗЕРИ

17.1. Загальні відомості

Бульдозер являє собою базовий тягач, оснащений ножовим навісним робочим обладнанням, у яке входить відвал 7 з ножами 6, штовхаючі бруси 4, підкоси 5 і гідроциліндри 9 (рис. 17.1). Відвал виготовляють у вигляді коробчастої звареної конструкції з накладками міцності, привареними до тильної сторони. Штовхаючі коробчасті бруси 4 передніми кінцями шарнірно з'єднують з кронштейнами на тильній стороні відвала, а задніми - із упряжними шарнірами 3, плити яких приварені до балок гусеничних візків трактора. Підкоси з'єднують верхню частину відвала з кронштейнами штовхаючих брусів. Перестановкою підкосів можна змінювати кут різання у межах 45-60°. Внаслідок трудомісткості операцій по перестановці підкосів їх замінюють гідроциліндрами.

Бульдозерним обладнанням можна оснащувати інші землерийно-транспортні машини (автогрейдери, навантажувачі), у яких це обладнання є допоміжним. Бульдозери можуть розробляти талі і мерзлі попередньо розпушені ґрунти. Як базові машини для бульдозерів найчастіше використовують гусеничні трактори потужністю від 20 до 850 кВт, рідше - колісні трактори або тягачі потужністю 75-200 кВт.

Для виконання підготовчих робіт на раму бульдозера навішують додаткові види робочого обладнання: кушорізи, розпушувачі, збирачі та ін. Потужні бульдозери також випускають у комплекті з розпушувачами. Бульдозер зрізує ґрунт і переміщує його по поверхні землі до місця укладання. Бульдозери застосовують для зведення насипів із бічних резервів, розробки виїмок, грубого планування поверхонь земляних споруд, для засипання ровів, траншей, обвалування споруджень, а також для підготовчих робіт - валки окремих дерев, зрізання чагарника, корчування пеньків і каміння.

Бульдозери використовують також для розподілу ґрунту при роботі екскаваторів і самоскидів, формування штабелів сипких матеріалів (піску, щебеню) і їхньої подачі до пере-робних агрегатів, для снігоочищення, формування терас на косягах, виконання розкривних робіт у кар'єрах. На базі гусеничних тракторів також серійно випускають бульдозери з поворотним відвалом. У бульдозера цього типу замість штовхаючих брусів встановлена аркова рама, до вершини якої шарнірно приєднаний відвал (рис. 17.2). Краї відвала утримують штовхальники, з'єднані повзунами з бічними напрямними рами. Остання з'єднана з кронштейнами рами трактора. Відвал повертається у плані гідроциліндрами. Повзуни штовхальників при цьому змінюють положення на направляючих рами і фіксуються заставними штирями. Задні вушка штовхальників можна переставляти по висоті щодо повзунів, змінюючи у такий спосіб кут різання. Опускаючи вушко одного штовхальника і піднімаючи вушко іншого, можна одержати поперечний перекид відвала. Керують відвалом за допомогою гідророзподільника.

Універсальний відвал (рис. 17.3) використовують для планувальних робіт у ґрунтах з порушеною структурою.

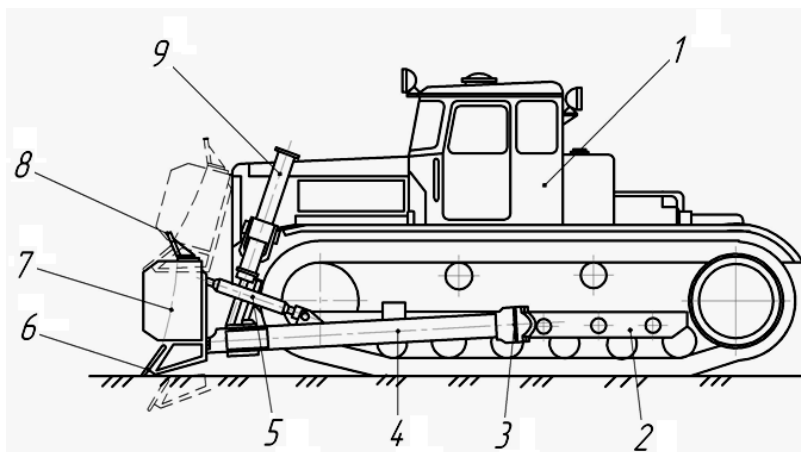


Рис. 17.1. Конструктивна схема бульдозера з неповоротним відвалом: 1 - базовий трактор; 2 - ходові колеса; 3 - упряжні шарніри; 4 - штовхаючі бруси; 5 - підкоси; 6 - ножі; 7 - відвал; 8 - козирьок; 9 - гідроциліндри



Національний гідрологічний та водний господарства України



Національний університет
водного господарства
та природокористування

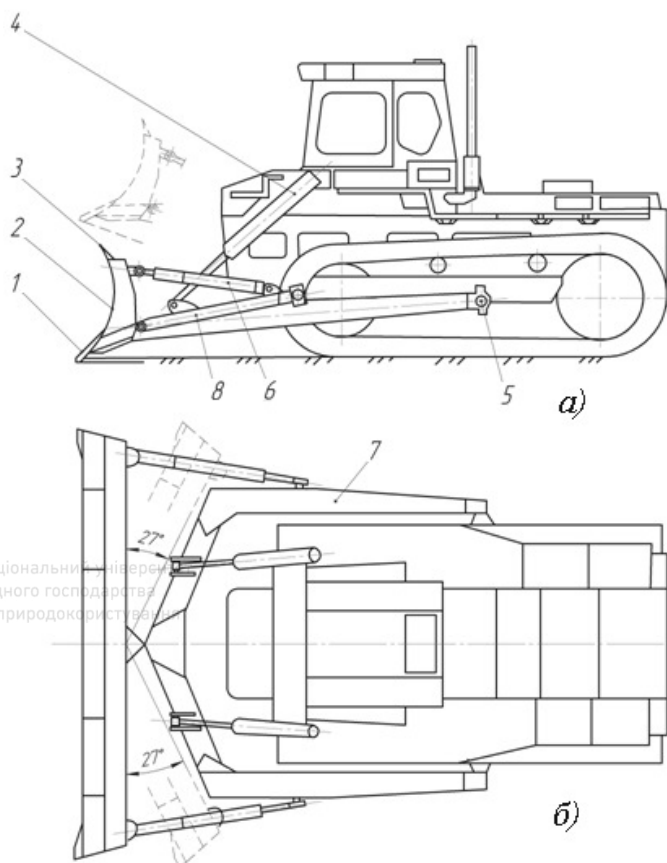


Рис. 17.2. Бульдозер з поворотним відвалом (вид збоку і зверху):

а - вид збоку; *б* - вид зверху; 1 - ножі; 2 - відвал; 3 - козирок; 4 - гідроциліндри підйому і опускання відвала; 5 - опорний шарнір; 6 - гідроциліндри перекосу відвала (гідророзкіс); 7 - універсальна рама; 8 - штовхальник відвалів встановлюють з внутрішньої сторони гусеничних візків

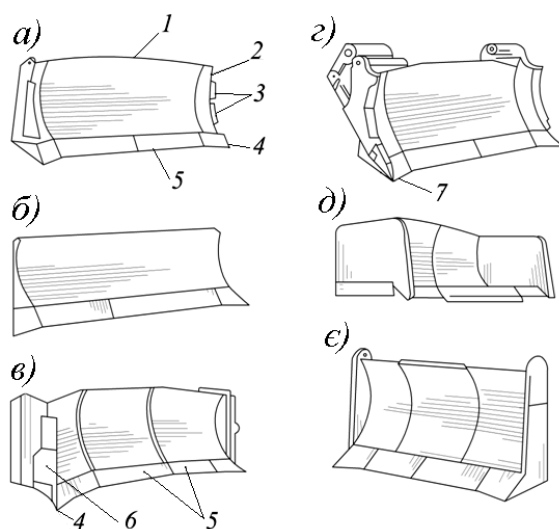


Рис. 17.4. Форми відвалів бульдозера:

а - прямий; *б* - універсальний; *в* - сферичний; *г* - з бічними зубами, що рихлять; *д* - совковий для збирання; *е* - короткий прямий відвал; 1 - лобовий лист разом з козирком; 2 - бічні щитки; 3 - бічні ножі; 4 - кутові; 5 - середні ножі; 6 - відкрилки; 7 - висувні зуби

У залежності від умов роботи застосовують різні відвали бульдозерів (рис. 17.4). У прямого простого відвала (див. рис. 17.1) є пряма утворююча, невеликі вигнуті бічні щитки і ножі для зменшення зносу щитків. Ножі відвала звичайно складаються з двох, трьох частин і оснащені виступаючими вперед змінними кутовими ножами. Такими відвалами розробляють міцні ґрунти.

Сферичний відвал (рис. 17.4, *в*) застосовують для розробки

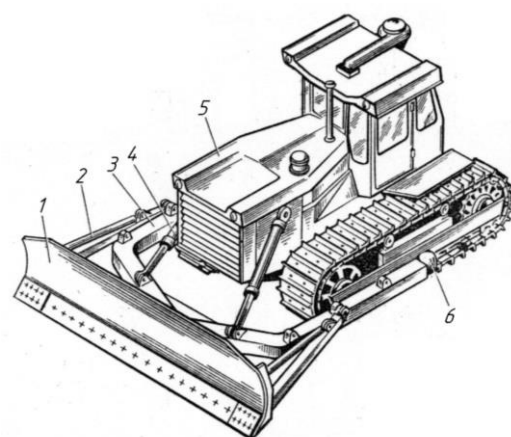


Рис. 17.3. Загальний вигляд бульдозера: 1 - відвал; 2 - штовхач з розкосом; 3 - рама; 4 - гідроциліндр підйому і опускання відвала; 5 - трактор; 6 - шарнір

м'яких і середньої міцності ґрунтів. Вигнута у плані форма відвала передбачена для косого різання ґрунтів, при якому зменшується опір різанню і можна збільшити на 10...12% довжину відвала. За рахунок виступаючих вперед кінців відвала обсяг переміщуваного ґрунту збільшується на 20...25% у порівнянні з прямим відвалом.

Відвал з бічними зубами для розпушення (рис. 17.4, *г*) використовують для розробки міцних кам'янистих ґрунтів бульдозерами великої потужності. Зуби висунуваються гідроциліндрами нижче ножів на 20...30 см.

Відвал з виступаючими ножами в якому є кілька виступаючих ножів, що різуть ґрунт зі значно меншими

зусиллями особливо в міцних ґрунтах.

Совковий відвал (рис. 17.4, д) має бічні щитки, що знижують втрати ґрунту при переміщенні і виступаючу вперед частину ножа для кращого врізання у ґрунт. Застосовують його для розробки малозв'язких ґрунтів у випадку переміщення їх на великі відстані.

Короткі прямі відвали (рис. 17.4, є) постачають амортизаторами, призначають для бульдозерів-штовхальників, що штовхають при роботі землерийно-транспортні машини для одержання більшого зусилля.

Крім зазначених типів відвалів існують додаткові види змінного робочого обладнання для обробки укосів насипів, розпушування ґрунту, видалення чагарнику та ін. Використання їх значно підвищує універсальність бульдозерів.

Робочий процес бульдозера складається з операцій копання, переміщення і розрівнювання ґрунту. Ґрунт, що вирізується із забою, накопичується перед відвалом, формуючи призму фунту, яку називають призмою волочіння.

Далі відвал виглиблюють і бульдозер переміщає ґрунт до місця укладання. Потім бульдозер розрівнює призму ґрунту. Розрівнювати ґрунт можна переднім і заднім ходом машини. При транспортуванні ґрунту частина його втрачається. Втрати, що залежать від дальності переміщення, можуть доходити до 30% і більше від об'єму призми волочіння.

У залежності від умов роботи, потужності і типу тягача гусеничні бульдозери працюють на швидкостях 2,4...6,0 км/год., на колісних тягачах - 3,5...8,0 км/год., а переміщають ґрунти відповідно на швидкостях 4...8 і 6...12 км/год., (холостий хід – 10...12 і 20...25 км/год.).

Бульдозери прийнято класифікувати за наступними ознаками: потужності двигуна або тяговому зусиллю, типу ходового обладнання, способу установки відвала, типу привода керування робочим органом (рис. 17.5). Класифікація бульдозерів за першою ознакою приведена у табл. 17.1.



Національний університет
водного та природоохоронного
інженерства



Національний університет
водного господарства
та природокористування

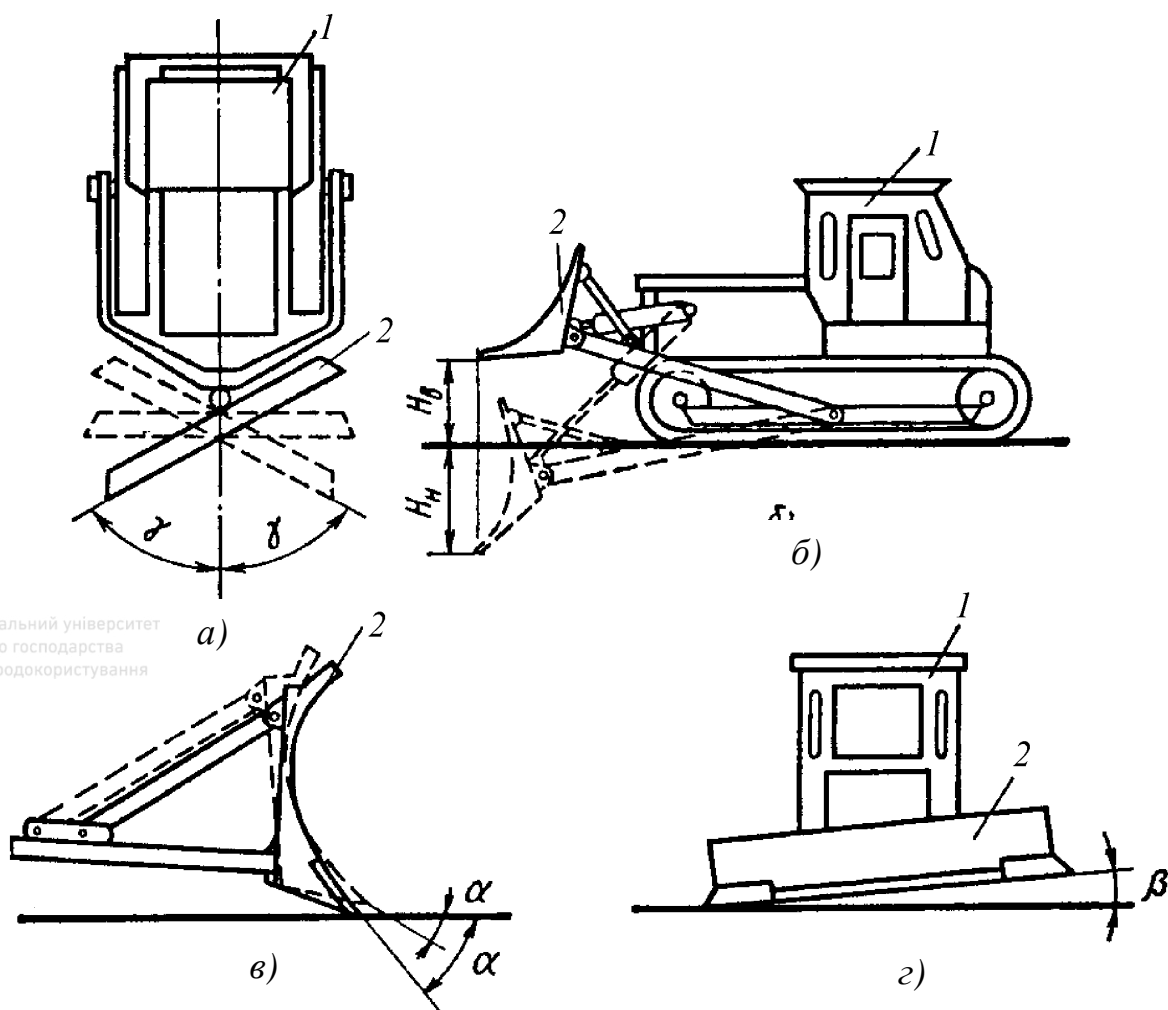


Рис. 17.5. Схема установок відвала бульдозера:

a - в горизонтальній площині; *б* - у верхньому і нижньому положеннях; *в* - зміна кута різання;

г - у вертикальній площині; 1 - базова машина; 2 - відвал

Таблиця 17.1

Класифікація бульдозерів за номінальним тяговим зусиллям і потужністю двигунів

Типи бульдозерів	Тягове зусилля, кН	Потужність, кВт
Малогабаритні	Не менше 30	<20
Легкі	30-140	20-50
Середні	140-200	>50-100
Важкі	200-300	>100-200
Надважкі	>300	>200

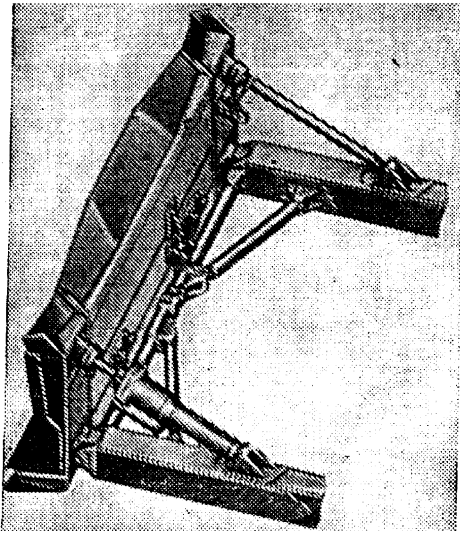


Рис. 17.6. Прямий відвал з регульованими підкосами, підкосним гідроциліндром і горизонтальними підкосами

Важкі і надважкі бульдозери застосовують для виконання земляних робіт великих обсягів, а також у районах зі складними кліматичними і ґрунтовими умовами; легкі і середні - для робіт у транспортному, житловому і

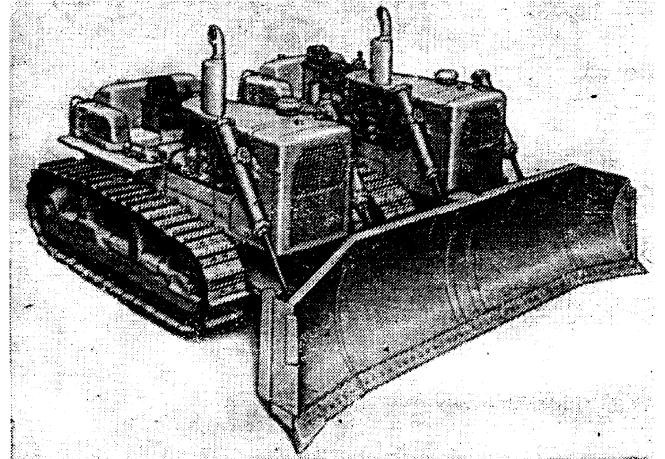


Рис. 17.7. Спарені трактори потужністю по 294 кВт з одним відвалом

сільськогосподарському будівництві (17.6, 17.7).

За типом ходового обладнання бульдозери підрозділяють на гусеничні і пневмоколісні. У першому випадку базовими машинами є гусеничні трактори, а в другому - пневмоколісні тягачі і колісні трактори. Бульдозери на гусеничному ходу мають високу прохідність, при цьому типі ходового обладнання тягове зусилля при одній і тій же потужності більше, ніж у пневмоколісних. Пневмоколісні більш маневреніші і швидкохідні, їх ходова частина у експлуатаційних умовах більш довговічна (17.8, 17.9).

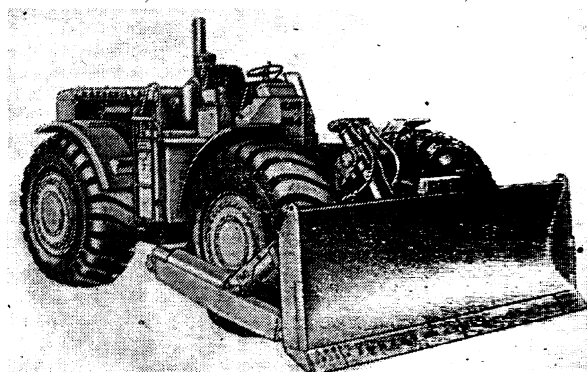
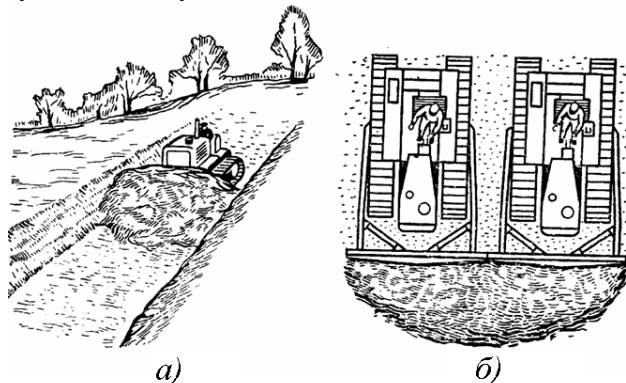


Рис. 17.8. Робота бульдозерів в траншеї а) і робота спарених бульдозерів б)

Рис. 17.9. Колісний бульдозер потужністю 294 кВт з шарнірно-з'єднаною рамою

За способом установки відвала бульдозери розділяють на машини з неповоротними і

поворотними відвалами. До першого відносять бульдозери, в яких у процесі роботи змінюється тільки кут різання, інші ж кути залишаються постійними. В бульдозерів з поворотними відвалами змінюються всі кути встановлення. Діапазони зміни кутів установки відвалів приведені у табл. 17.2.

Таблиця 17.2

Кути установки відвала бульдозера

Тип бульдозера	Кути установки відвала, град		
	захоплення λ	зарізання θ	різання α
З неповоротним відвалом	90	0	50-60
З поворотним відвалом універсальний	60-90	0	
	60-90	3-8	50-60

Зі зміною встановлених кутів змінюється характер руху і висота підйому ґрунту по відвалу. Бульдозери з неповоротними відвалами використовують для розробки зв'язних ґрунтів з непорушеною структурою, а з поворотними відвалами і універсальні - для розробки незв'язних ґрунтів, виконання планувальних і снігоприбиральних робіт, засипання траншей, каналів, котлованів та інших виїмок.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

17.2. Робочий процес бульдозерів

Бульдозери призначені для розробки і переміщення ґрунту на невеликі відстані, його укладання, розрівнювання і планування. Використовуються бульдозери для зведення насипів і розробки виїмок з переміщенням ґрунту на відстань до 100 м, для копання і переміщення ґрунту при плануванні будівельних майданчиків, у випадку видалення рослинного шару зі смуги відводу на будівництві доріг і в основах різних земляних споруд, при проведенні підготовчих робіт, на розкритті кар'єрів будівельних матеріалів, розробці піщаних і гравійних кар'єрів, засипанню траншей і котлованів, підсипанню ґрунту до штучних споруджень, розрівнюванню ґрунту, поданого іншими машинами, плануванню будматеріалів на будівельних майданчиках і штабелюванні їх на складах, зачищенні укосів дамб, насипів, каналів. Бульдозери застосовуються також як штовхачі у скреперних загонах і для інших допоміжних робіт, таких, як розчищення і планування транспортних шляхів для скреперів і самоскидів, зачисні роботи у комплекті з екскаваторами, очищення доріг від снігу, валці дерев, корчуванні пеньків. Особливо ефективна робота бульдозерів при малій дальності транспортування ґрунту, наприклад, при зведенні насипів з бічних резервів, при будівництві каналів, коли розроблений ґрунт укладається в дамби або кавальєри.

До підготовчих робіт відносяться наступні: зняття рослинного шару, розчищення смуги від лісу, чагарнику, каменів. Рослинний покрив на смузі відводу при будівництві доріг знімається поперечними проходами від осі дороги в сторони. Товщина шару ґрунту, що видаляється, звичайно складає 10-12 см. Якщо при великій ширині смуги весь шар не може бути видалений за один поперечний прохід, спочатку видаляють ґрунт із країв, а потім із середньої частини смуги відводу.

Валку дерев можна робити на стіну лісу і від стіни лісу. В першому випадку ліс спилюється у крайніх смугах просіки і дерева валять під кутом 40-45° на розчищену смугу. Цей спосіб застосовується в густому лісі. В рідких насадженнях валка дерев проводиться другим способом уздовж просіки з наступним трелюванням і обробленням. При валці дерев бульдозерист нахиляє стовбур піднятим відвалом від себе, потім другим підходом підрізає корені і транспортує дерево за межі смуги, що розчищається. При великих діаметрах дерев (40...50 см) для збільшення висоти упору відвала в дерево здійснюється підсипання призми висотою до 1...1,5 м, а при міцній розгалуженій кореневій системі приходиться збільшувати число підходів для підрізування коренів. Корчування пеньків і збирання каменів при малих їхніх розмірах йде одночасно зі зняттям

рослинного шару. Великі пеньки вимагають попереднього підрізування коренів, а камені - обкопуються. При різній крупності каменів і пеньків спочатку видаляються більш великі, а потім всі інші разом з рослинним шаром. На косогорах і схилах пеньки, каміння, рослинний покрив віддаляються вниз по схилу.

При виконанні об'ємних земляних робіт робочий цикл бульдозера складається із зарізання і набору ґрунту, переміщення призми волочіння, розвантаження ґрунту і холостого ходу. Можливі наступні схеми розробки ґрунту.

1. Пряма розробка, при якій бульдозер протягом ряду робочих циклів рухається човниковим способом до одержання заданого рівня поверхні. Застосовується при розробці траншей шириною, рівною ширині відвала, засипанню ярів, зрізанню пагорбів.

2. Бічна розробка, при якій бульдозер після транспортування призми ґрунту повертає вліво або вправо, робить відсипання і задній хід, а потім повертається у вихідне положення. Застосовується при зрізанні бугрів, засипанні ям і траншей, при планувальних роботах та ін.

3. Розробка ґрунту ступінями, коли кожен наступний прохід виконується зі зсувом вбік стосовно попереднього на ширину відвала. Застосовується при зведенні насипів з бічних резервів.

4. Зрізання бугрів, пагорбів і окремих нерівностей, а також засипанням траншей, ярів, переміщенням зрізаного ґрунту під кутом.

5. Зрізання укосів, глибоких виїмок рухом під ухил у виїмку з наступним переміщенням зрізаного ґрунту в насип.

6. Зведення земляного полотна переміщенням ґрунту з бічних резервів у насип, спорудження папівнасів і напіввиїмок, переміщення ґрунту з виїмок у кавальєри.

7. Розробка каналів поперечними човниковими ходами. Застосовується при глибині каналів до 2 м і крутості укосів до 20°.

8. Планувальні роботи на горизонтальних або похилих площадках у ділянках земляного полотна за рахунок перерозподілу ґрунту з виступів у западини. Точність планування забезпечується при ручному керуванні до 10 см. Хороша якість планування досягається при перекритті проходів на 30-40 см. Після закінчення планування виконується чистове загладжування поверхні заднім ходом з вільно опущеним відвалом.

Тяговий розрахунок і продуктивність бульдозера. Для правильного використання потужності базового тягача протягом робочого циклу бульдозера, а отже, і одержання максимальної продуктивності, необхідно, щоб сума опорів на кожному етапі роботи дорівнювала найбільшому тяговому зусиллю, який тягач може розвинути на даній передачі без істотного буксування. Тяговий розрахунок визначає параметри робочого процесу, що дозволяють наблизитися до виконання цієї умови. При роботі в найбільш поширеному випадку - лобовому копанні ґрунту при безтраншейному способі роботи, опір копанню відвалом W визначається таким чином

$$W = W_p + W_{np} + W_{\sigma} + W_T + W_3, \quad (17.1)$$

де: W_p - опір різанню; W_{np} - опір переміщенню призми волочіння; W_{σ} - опір переміщенню ґрунту вгору по відвалу; W_T - опір переміщенню бульдозера; W_3 - опір від затуплення ножа.

$$\text{Опір різанню} \quad W_p = kB, \quad (17.2)$$

де k - питомий опір лобовому різанню в кН/м². Значення k для різних категорій ґрунту приведені у таблиці 17.3.

Опір переміщенню призми W_{np} - визначається у вигляді

$$W_{np} = V_{np} \gamma_2 \mu_1 g, \quad (17.3)$$

де: V_{np} - об'єм призми волочіння, м³; γ_2 - щільність ґрунту в кг/м³; μ_1 - коефіцієнт

Таблиця 17.3
Залежність розрахункового питомого опору різання ґрунту ножом відвала бульдозера від категорії ґрунту при куті різання 45-60°

Категорія ґрунту	Опір різанню, кН/м ²
I	65-70
II	90-110
III	150-170
IV	200-250

тертя ґрунту (внутрішнього тертя); g - прискорення вільного падіння у м/с. Для зв'язних ґрунтів $\mu_1=0,5$; для незв'язних $\mu_1=0,7$ (більш точно по таблицях).

Об'єм призми волочіння V_{np} залежить від геометричних розмірів відвала і характеристик ґрунту

$$V_{np} = \frac{BH^2}{2k_{np}}, \quad (17.4)$$

де: B - ширина відвала; H - висота відвала з врахуванням козирка; k_{np} - коефіцієнт, який залежить від виду ґрунту (його зв'язності, коефіцієнта розпушення) і відношення H/B . Значення коефіцієнта k_{np} наведені в таблиці 17.4.

Таблиця 17.4

Значення коефіцієнта призми волочіння

Відношення H/B	0,15	0,30	0,35	0,40	0,45
Зв'язні ґрунти	0,70	0,80	0,85	0,90	0,95
Незв'язні ґрунти	1,15	1,20	1,20	1,30	1,5

При переміщенні призми волочіння частина її втрачається в бокові валики, тому ніж бульдозера повинен заглиблюватись на деяку глибину h_1 для відновлення об'єму призми у зв'язку з втратами ґрунту. Ці втрати на 1 м шляху транспортування можна визначити коефіцієнтом k_ϵ :

$$k_\epsilon = \frac{V_{\sigma_{\phi}}}{V_{np}}, \quad (17.5)$$

де: $V_{\sigma_{\phi}}$ - об'єм ґрунту в бокових валках на 1 м шляху; V_{np} - об'єм призми волочіння.

Коефіцієнт k_ϵ залежить від властивостей ґрунту:

- для зв'язних ґрунтів - 0,025-0,032;
- для незв'язних ґрунтів - 0,06-0,07.

Середня величина заглиблення при транспортуванні ґрунту h_1

$$h_1 = \frac{V_{np} k_\epsilon}{l}, \quad (17.6)$$

де l - дальність транспортування ґрунту.

Опір переміщенню призми волочіння W_{np} .

$$W_{np} = V_{np} \gamma_z g \cdot \operatorname{tg} \rho, \quad (17.7)$$

де: V_{np} - об'єм призми волочіння в м^3 ; γ_z - щільність ґрунту, $\text{кг}/\text{м}^3$; g - прискорення вільного падіння.

Опір переміщенню ґрунту вверх по відвалу з врахуванням тертя потоку ґрунту з ґрунтом призми (рис. 17.10)

$$W_\epsilon = G_{np} (\cos^2 \alpha + 0,5 \sin 2\alpha) (\operatorname{tg} \delta + \operatorname{tg} \rho), \quad (17.8)$$

де: G_{np} - вага призми волочіння; α - кут різання; δ і ρ - кути зовнішнього і внутрішнього тертя ґрунту.

Опір переміщенню бульдозера

$$W_\delta = G_\delta f, \quad (17.9)$$

де: G_δ - сила тяжіння бульдозера в кН; f - коефіцієнт опору переміщення рушіїв трактора (0,1...0,12 для гусеничного обладнання; 0,12...0,18 для пневмоколісного при русі по свіжо-розпушеному ґрунту; відповідно 0,06...0,07 і 0,03...0,05 по ґрунтовій дорозі або по свіжооголеній поверхні ґрунту).

Опір від затуплення ножа W_z визначається як

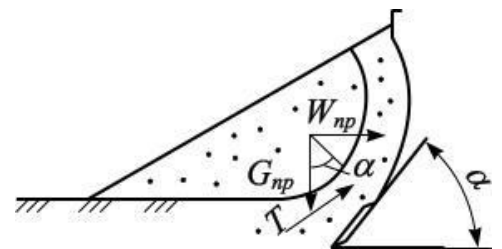


Рис. 17.10. Схема руху ґрунту вверх по відвалу

$$W_3 = \eta_3 B, \quad (17.10)$$

де: η_3 - питомий опір від затуплення, який залежить від ширини площадки затуплення і виду ґрунту (табл. 17.5); B - довжина ножа.

Продуктивність бульдозера, як машини циклічної дії, визначається залежністю

$$P_E = V_{np} \frac{3600}{t_u} k_3 k_6, \text{ м}^3/\text{год.}, \quad (17.11)$$

де: V_{np} - об'єм призми волочіння, яка переміщується за один цикл, м^3 ; t_u - час циклу бульдозера у секундах; k_3 - коефіцієнт заповнення відвала; k_6 - коефіцієнт використання машини в часі.

Таблиця 17.5

Величини питомого опору η_3 від затуплення, Н/м

Ширина площадки затуплення, мм	Категорія ґрунту			
	I	II	III	IV
5	600-1200	1500-2500	4000-5000	5000-6000
10	2500-4000	5000-7000	8000-10000	10000-12000
15	4500-7000	8000-10000	11000-13000	12000-15000

Затуплення значно знижує продуктивність бульдозера, як і інших ЗТМ, тому що глибина врізання суттєво знижується, а зусилля різання збільшується. Величина зниження глибини різання визначається відношенням питомого опору від затуплення η_3 і питомого опору k , тобто $\Delta h_3 = \frac{\eta_3}{k}$. Величина глибини різання при затупленому ножі

$$h_3 = h - \frac{\eta_3}{k}, \quad (17.12)$$

Коефіцієнт заповнення відвала враховує не заповнення бокових частин відвала, його значення для різних ґрунтів показано в таблиці 17.6

Таблиця 17.6

Значення коефіцієнта k_3 для різних ґрунтів

№	Вид ґрунту, який переміщується	Величина k_3
1	Поверхневий шар рослинного ґрунту	0,8
2	Верхні шари ґрунту	1,15
3	Пісок сухий	1,1
4	Пісок вологий	1,2
5	Гравій	1,15
6	Суглинок	1,1
7	Глина тверда	0,9
8	Мергель	1,0
9	Скеля підірвана	0,75
10	Сланець	0,65

Час циклу t_u складається з умовно постійної частини, $t_{пост}$ на завантаження, розвантаження, реверсування і зміною частини циклу - час руху транспортування ґрунту і холостого ходу.

Час заповнення відвала можна визначити за формулою

$$t_3 = \frac{H^2}{2h_{сер} \vartheta_m \text{tg} \rho \cdot k_p}, \quad (17.13)$$

де: $h_{сер}$ - середня глибина різання, м; ϑ_m - швидкість машини, м/с; k_p - коефіцієнт розпушення ґрунту ($k_p=1,1 \dots 1,5$).

Час на розвантаження складає 6...12 с, на два повороти 6...18 с, загальний час постійної частини циклу 12...30 с. Тоді постійна частина часу циклу

$$t_{ном} = \frac{H^2}{2h_{сер}g_m k_p t g \rho} + (12...30), \text{ с.} \quad (17.14)$$

Змінна частина часу циклу - це час руху машини

$$t_{зм} = 3,6 \left[\frac{L_{mp}}{g_{mp}} + \frac{L_{xx}}{g_{xx}} \right], \text{ с,} \quad (17.15)$$

де: L_{mp} - шлях руху машини при транспортуванні ґрунту, км; L_{xx} - шлях руху машини в неавантаженому стані, км; g_{mp} і g_{xx} - відповідні швидкості руху в км/год.

Середні швидкості руху бульдозера у завантаженому чи неавантаженому стані приведені в таблиці 17.7, км/год.

Таблиця 17.7

Швидкості руху бульдозера, км/год.

Характер руху	Гусеничний бульдозер	Колісний бульдозер
У завантаженому стані	2...4	4...8
Під час холостого ходу	4...6	10...15

Значення коефіцієнта використання бульдозера у часі, k_e приведені в таблиці 17.8.

Таблиця 17.8

Коефіцієнти використання бульдозера в часі

Тип бульдозера	Умови роботи		
	хороші	середні	погані
Гусеничний	0,95	0,83	0,50
Колісний	0,85	0,75	0,45

Продуктивність бульдозера на планувальних роботах, $\text{м}^2/\text{год}$,

$$П = \frac{3600 l_z (B \sin \varphi - b) k_e}{n \left(\frac{3,6 l_z}{g} + t_{нов} \right)}, \text{ м}^2/\text{год.}, \quad (17.16)$$

де: l_z - довжина захвату (дільниці, яка планується), м; φ - кут повороту відвала у плані (для бульдозерів з поворотним відвалом), град.; b - ширина перекриття проходів, $b=0,4...0,5$ м; g - швидкість руху при планувальних роботах, км/год.; $t_{нов}$ - час повороту, с; n - число проходів по одному сліду.

17.3. Основні параметри бульдозерів

Основний параметр бульдозера - номінальне тягове зусилля T_n . Це - зусилля, що розвивається базовим трактором на щільному ґрунті з врахуванням навантаження від ваги навісного обладнання при буксуванні не більше 7% для гусеничних і 20% для колісних машин на нижчій робочій швидкості - визначається залежністю: $T_n = R_{зч} \varphi$; де $R_{зч}$ - нормальна реакція ґрунту на рушійні елементи бульдозера в робочому стані; φ - коефіцієнт зчеплення рушійного обладнання з ґрунтом, що відповідає допустимому значенню тягового коефіцієнта корисної дії.

У залежності від типу базової машини коефіцієнт φ може приймати наступні значення:

- гусеничні промислові трактори – 0,9;
- колісні промислові трактори – 0,6;
- гусеничні сільськогосподарські трактори – 0,62;
- колісні сільськогосподарські трактори – 0,50.

Якщо двигун базової машини не може забезпечити одержання тягового зусилля, визначеного по зчепленню, то за номінальне тягове зусилля приймають найбільше

зусилля, знайдене по потужності двигуна на нижчій робочій швидкості \mathcal{Q} , яка приймається 2,5...3 км/год. При відсутності у базової машини передач, які б могли забезпечити швидкість 2,5...3 км/год., номінальне тягове зусилля обчислюється для найменшої можливої швидкості

$$T_N = 3,6 \cdot N \cdot \eta_{mp} / \mathcal{Q}, \quad (17.17)$$

де: N - потужність двигуна базової машини, кВт; η_{mp} - ККД трансмісії: механічної - 0,83...0,86; гідромеханічної - 0,73...0,76.

Значення нормальної реакції на рушійні елементи бульдозера у робочому стані для гусеничних машин, а також для колісних машин з усіма рушійними колесами знаходиться за формулою:

$$R_{зч} = (1,17...1,22) \cdot G_{бм}. \quad (17.18)$$

де $G_{бм}$ - сила тяжіння базової машини.

При наявності одного рушійного моста для двовісного колісного базового тягача величина $R_{зч}$ знаходиться за умовою статичного розподілу навантаження між мостами на гори-зонтальній поверхні. Швидкість зворотного руху бульдозера встановлюється у залежності від типу підвіски гусениць базового трактора, або підвіски мостів колісного тягача і розташування центра ваги машини. Рекомендовані значення швидкості зворотного руху при на-півжорсткій і балансірній підвісці гусениць не перевищують 6...7 км/год., при балансірно-ланковій підвісці і для колісних бульдозерів – 8...15 км/год.

Середній статичний питомий тиск бульдозера на ґрунт визначається залежністю

$$q = \frac{G_{б}}{F_{он}}, \quad (17.19)$$

де: $G_{б}$ - сила тяжіння бульдозера; $F_{он}$ - площа опори рушійних елементів машини. Для гусеничного бульдозера ця площа дорівнює $F_{он}=2 \cdot L_{он} \cdot B_{г}$, для колісного $F_{он}=n \cdot F_{к}$, де $L_{он}$ - довжина опорної поверхні гусениць; $B_{г}$ - ширина гусениць; $F_{к}$ - відбиток колеса на ґрунті; n - число коліс.

Для визначення положення центру тиску, тобто точки, у якій прикладена рівнодіюча всіх нормальних реакцій ґрунту на гусениці бульдозера розглядаються три основні випадки (див. рис. 17.5): а) бульдозер стоїть на горизонтальній площадці, відвал піднятий на максимальну висоту; б) бульдозер ріже ґрунт на горизонтальній ділянці з оптимальною глибиною різання при максимальному об'ємі призми волочіння; в) бульдозер транспортує максимальну призму волочіння у траншеї без різання.

Положення центру тиску знаходиться за формулою:

$$X_c = \frac{G_{б}a + R_b - R_n h_R}{G_{б} + R_v}, \quad (17.20)$$

де: X_c - відстань від осі задньої зірочки до лінії дії рівнодіючої всіх нормальних реакцій на гусеницю; $G_{б}$ - сила ваги бульдозера; R_v - вертикальна складова опору ґрунту на відвалі; R_n - горизонтальна складова цього ж опору; a - відстань по горизонталі від центра ваги бульдозера до осі задньої зірочки; h_R - висота точки прикладання результуючої горизонтальної і вертикальної складових опору ґрунту на відвал.

Величина h_R встановлена експериментально і складає при різанні зв'язних ґрунтів $h_R=0,17H$, при різанні незв'язних ґрунтів і виконанні транспортних операцій $h_R=0,27H$ для відвалів з постійним радіусом кривизни (H - висота відвала). Співвідношення між вертикальною і горизонтальною складовими результуючої сил опору на відвалі визначається залежністю

$$R_v = \operatorname{tg} \nu R_H, \quad (17.21)$$

де ν - кут нахилу до горизонталі результуючої сил опору на відвалі. Розрахункові значення його: при копанні зв'язного ґрунту $\nu=17^\circ$ ($15^\circ...21^\circ$); при копанні сипких ґрунтів і транспортуванні призми волочіння у траншеї $\nu=0^\circ$ ($\pm 6^\circ$).

Величиною X_c визначається зміщення центру тиску від середини опорної поверхні

гусениць, яка в усіх випадках не повинна перевищувати 1/6 довжини цієї поверхні. Розподіл тиску по довжині опорної поверхні гусениць приймається за законом трапеції, центр ваги якої лежить на одній вертикалі з центром тиску. Питомі навантаження на передньому і задньому краї опорної поверхні визначаються за формулами теорії гусеничного трактора з урахуванням типу підвіски; в усіх випадках не допускається відрив від ґрунту переднього чи заднього краю опорної поверхні гусениць.

Максимальний тиск на передньому краї опорної поверхні q_{\max} дорівнює

$$q_{\max} = \frac{G_{\delta} + R_v}{B_z L} \cdot \left(3 \frac{X_c}{L} - 1 \right), \quad (17.22)$$

мінімальний тиск q_{\min} на задньому краї

$$q_{\min} = \frac{G_{\delta} + R_v}{B_z L} - q_{\max}, \quad (17.23)$$

де: B_z - відповідна ширина і L - довжина гусениці.

Розподіл тиску по довжині гусениці показаний на рис. 17.11.

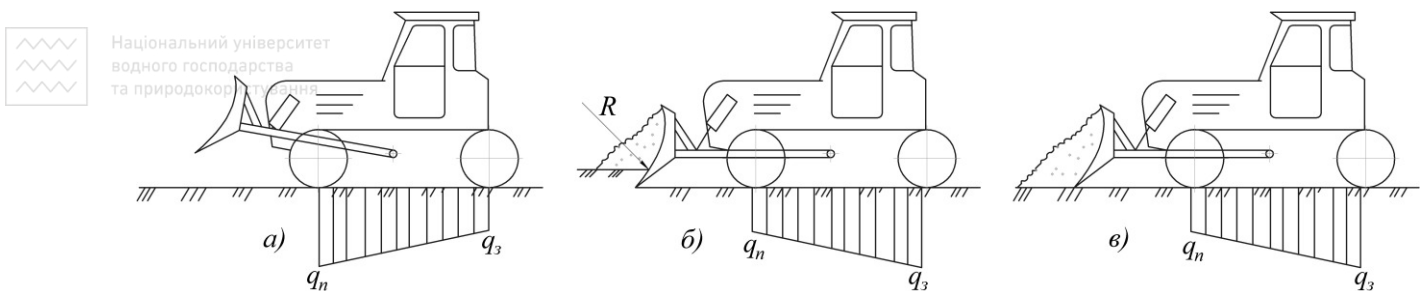


Рис. 17.11. Розподіл тиску по довжині гусениці:

а - транспортне положення; б, в - робочі положення

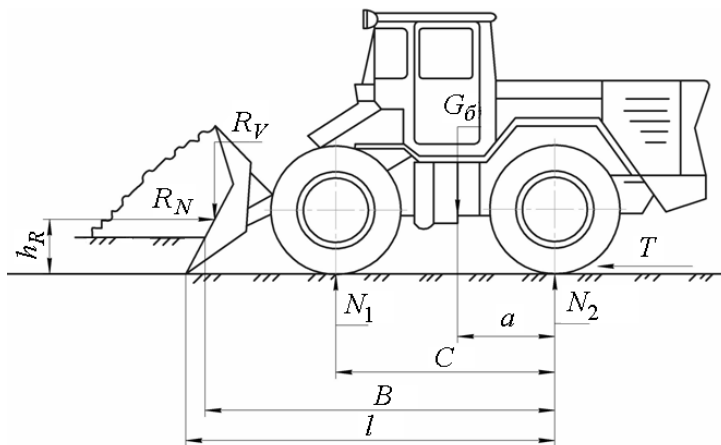


Рис. 17.12. Розрахункова схема для визначення реакцій на колеса бульдозера

розробки бульдозером ґрунтів з різним опором копанню.

$$q_z = \frac{T_n}{B}, \quad q_v = \frac{R_{v\max}}{F}, \quad (17.24)$$

де: $R_{v\max}$ - найбільше вертикальне зусилля на ріжучому краї ножа відвала за умови перекидання базової машини відносно заднього краю опорної поверхні гусениць; B - довжина ножа бульдозера; F - опорна площа ріжучого краю ножів відвала.

Площу F і вертикальний тиск q_v визначають для незношених і зношених ножів та основного кута різання α . Сучасні бульдозери мають питоме напірне зусилля 40...100 кН/м ріжучого краю ножа відвала, яке росте з підвищенням номінального тягового зусилля. Вертикальний тиск q_v у випадку примусового заглиблення відвала складає 0,4...8 МПа при

Для бульдозерів на колісних тягачах необхідно для цих трьох випадків знайти реакції на передні та задні колеса. Величини реакції знаходяться з рівнянь статки за схемою показаною на рис. 17.12. Не допускається, щоб якась з реакцій дорівнювала нулю у всіх цих випадках, тобто не допускається відрив моста бульдозера від ґрунту.

Питоме напірне зусилля q_z і вертикальний тиск на ріжучому краї ножа q_v характеризують можливості

незатуплених ножах; 1,2...1,5 при повністю затуплених. У середньому вертикальний тиск при затуплених ножах у 3 рази нижчий, ніж при незатуплених. Враховуючи питоме напірне зусилля і вертикальний тиск на ріжучий край ножа бульдозера роблять висновок про можливість розробки ґрунтів різної міцності. Для 1 категорії ґрунту $q_z=15$ кН/м (не більше), q_b - 1 МПа (не більше), для 2 категорії - 20...40 кН/м і 1,2...3,5 МПа, для 4 категорії - більше 60 кН/м і більше 3,5 МПа.

Основними конструктивними параметрами бульдозера є геометричні і кінематичні параметри відвала. Довжина відвала бульдозера B і його висота H встановлюється залежністю для неповоротного відвала

$$B = (1,2...1,4)\sqrt[3]{m}, \text{ м}, \quad (17.25)$$

$$H = (0,45...0,40)\sqrt[3]{m}, \text{ м}, \quad (17.26)$$

де m - маса бульдозера, т.

Довжину неповоротного відвала вибирають мінімально можливою з врахуванням перекриття габариту базової машини по ширині, або найбільш виступаючих елементів штовхаючої рами не менше, ніж на 100...200 мм з кожного боку. Щоб розрахувати висоту відвала H користуються також такими залежностями від тягового зусилля бульдозера T_n (кН) з швидкістю, яка відповідає бульдозерним роботам і ґрунтовим умовам, для яких призначений бульдозер: для неповоротних відвалів

$$H = 232\sqrt[3]{0,1T_n} - 0,5T_n \text{ мм}, \quad (17.27)$$

для поворотних відвалів

$$H = 210\sqrt[3]{0,1T_n} - 0,5T_n \text{ мм}. \quad (17.28)$$

Для бульдозерів загального призначення розроблені рекомендації щодо висоти відвала з врахуванням уніфікації і забезпечення його оглядовості в транспортному положенні (табл. 17.8)

Таблиця 17.8

Рекомендовані значення мінімальної висоти відвала (м)

Номінальне тягове зусилля трактора, кН.	Для неповоротного відвала	Для поворотного відвала
8(12)	0,6/-	0,5/0,6
15(18)	-/0,7	-/-
30(36)	0,8/0,9	0,7/0,8
60(72)	0,9/1,0	0,8/0,9
100(120)	1,1/1,3	1,0/1,2
150(180)	1,2/1,4	1,1/1,3
250(300)	1,4/1,6	1,2/1,4
500(600)	1,8/2,2	1,6/1,9

Примітка: У дужках приведені значення тягового зусилля для бульдозера. В чисельнику вказана висота без козирка, в знаменнику - з козирком.

Висота козирка відвала складає 0,1...0,3 від його висоти. Козирок встановлюється при основному положенні відвала вертикально, що усуває залипання його верхньої частини і зменшує енергоємність процесу пересування стружки. Загальна висота відвала з козирком повинна бути такою, щоб у транспортному положенні забезпечувалась видимість простору перед бульдозером і необхідний кут в'їзду.

Параметри профілю відвала задаються кутом різання α нахилу ε і перекидання β (рис. 17.13).

Експериментально показано доцільність створення відвалів з постійним радіусом кривизни. При цьому кутові параметри відвала зв'язані відношенням

$$2\varepsilon_1 - \alpha + \beta = 180^\circ, \quad (17.29)$$

ε_1 - кут нахилу криволінійної частини відвала, який знаходиться за формулою:

$$\varepsilon_1 = \arctg \frac{H - \alpha \sin \alpha}{H \operatorname{ctg} \varepsilon - \alpha \cos \alpha}. \quad (17.30)$$

Радіус криволінійної частини відвальної поверхні R , висота відвала H , кути різання α , перекидання β і нахилу ε відвала зв'язані між собою залежністю

$$R = H \frac{\sin(\varepsilon - \alpha)}{\sin \varepsilon [1 - \sin(\beta + \alpha - \pi/2)]}. \quad (17.31)$$

Для відвалів загального призначення рекомендуються такі основні параметри: кут різання -55° ($50...55^\circ$); нахилу відвала 75° (75°); перекидання $70...75^\circ$ ($65...75^\circ$); встановлення ко-зирка $75^\circ...100^\circ$ ($75^\circ...100^\circ$); радіус кривої частини відвальної поверхні $R=H$, $R=(0,8...0,9)H$; довжина прямої частини внизу відвальної поверхні визначається по ширині ножів.

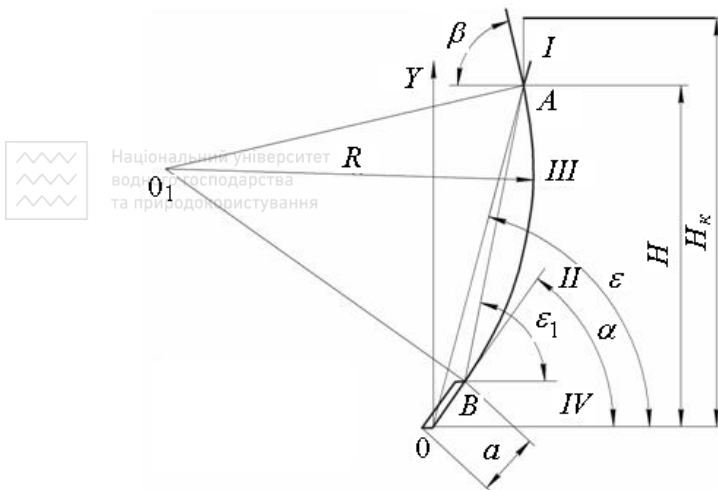


Рис. 17.13. Схема для визначення параметрів відвала бульдозера

Рекомендований діапазон регулювання кута різання $10...16^\circ$, якщо регулювання примусове гідроциліндром, або $\pm(4...5^\circ)$ коли регулювання ручне. На важких бульдозерах, призначених для роботи на мерзлих ґрунтах після їх розпушування, на ґрунтах з включеннями валунів, гальки параметри відвалів коригуються, приймають кут різання 55° , перекидання 70° , нахилу 80° , радіус $R=0,7H$. При цьому підвищується енергоємність процесу, збільшується залипання, але суттєво зменшується перекидання ґрунту за відвал, яке може спричинити серйозні пошкодження конструкції машини.

Побудова профілю відвала проводиться наступним чином (див. рис. 17.13). З точки O (початок координат) проводять пряму OA під кутом ε і пряму OB під кутом α до осі абсцис. Точка A одержується в результаті перетину прямої OA з горизонталлю проведеною на відстані H від осі абсцис, а точка B лежить на відстані a від точки O . З точки A проводиться пряма під кутом перекидання β , вона є дотичною до профілю відвала у цій точці. Перпендикуляр до цієї дотичної, проведений з точки A перетинається з перпендикуляром до лінії OB у точці O_1 , яка таким чином є центром профілю відвала. Звідси радіусом $O_1A=O_1B=R$ окреслюємо профіль криволінійної частини відвала. В залежності від тягового класу бульдозерів розмір a профілю дорівнює 120; 150; 200; 250; 300; 450 мм.

Задній кут θ слід вибирати таким чином, щоб лінія $O - IV$, яка проводиться від різучого краю ножа під кутом до горизонталі не перетинала виступаючих частин на тильній стороні відвала (див. рис. 17.13). При цьому повинна бути забезпечена умова $\alpha - \theta \geq 20^\circ$. Крім того, необхідно погодити величину заднього кута з швидкістю опускання різучого краю ножа при заглибленні відвала \mathcal{G}_3 , користуючись залежністю

$$\theta \geq \arctg \frac{\mathcal{G}_3}{\mathcal{G}_m}, \quad (17.32)$$

де \mathcal{G}_m - номінальна швидкість руху базового тягача на основній робочій передачі.

У відповідності з Державними стандартами необхідно передбачити можливість примусової зміни кутів установки відвала за допомогою гідроциліндрів. Це дозволяє підвищити ефективність при копанні важких ґрунтів при роботі на косогорах та ін.

Для кутів перекосу відвала діапазон зміни складає $\pm(6...42)^\circ$. Бульдозер загального

призначення з поворотним відвалом має кут повороту відвала в плані (кут захвату) як правило 28...30°. Більші значення (40...45°) вимагають перевірки зміщення центру тиску машини.

Максимальні висота підйому і глибина опускання відвала від рівня опорної поверхні визначаються за умови забезпечення роботи бульдозера на перехідних ділянках: від схилу на підйом і від підйому на схил. Рекомендується висоту підйому відвала вибирати з умови забезпечення кута в'їзду не менше 20° для неповоротних і 20...25° для поворотних відвалів. Глибина опускання відвала нижче опорної поверхні повинна забезпечити кут з'їзду не менше 20°.

Визначені параметри узгоджують з регламентованими Державними стандартами. Нормативи параметрів залежать від типу бульдозера. Цих типів для гусеничних машин чотири: 1 - з неповоротним відвалом; 2 - з неповоротним відвалом і гідрофікованим перекосом; 3 - з неповоротним відвалом і гідрофікованим перекосом і нахилом відвала; 4 - з поворотним відвалом. Нижче приводяться деякі нормативи Державних стандартів для гусеничних бульдозерів (табл. 17.9)

Таблиця 17.9

Нормативи державних стандартів для гусеничних бульдозерів

Основні параметри і розміри	Норми за типами			
	1,2,3,4	1,2,3,4	1,2,3,4	1,2,3,4
1	2	3	4	5
1. Тяговий клас базового трактора, кН	40	60	100	150
2. Висота відвала (без козирка) мм, не менше	800; 750	850; 900	1100; 900	1200; 1100
3. Висота опускання відвала (із зануреними ґрунтозачепами) мм: не менше	300	300	350	400
4. Швидкість підйому відвала, м/с. не менше	0,25	0,25	0,25	0,25
5. Кут повороту відвала у плані, град, не менше	25	25	25	25
6. Основний кут різання, град.	55	55	55	55
7. Мінімальний діапазон зміни кута різання, град.	50...65	50...65	50...65	50...65
8. Максимальний кут перекосу для типів 2-3, град.	6	6	6	6
9. Кут в'їзду, град, не менше	20	20	20	20
10. Задній кут відвала, град, не менше	20	20	20	20

Продовження табл. 17.9

Основні параметри і розміри	Норми за типами	
	1-2, 3-4	1-2, 3-4
6	7	8
1. Тяговий клас базового трактора, кН	250	350
2. Висота відвала (без козирка) мм, не менше	1300; 1200	1400; 1350
3. Висота опускання відвала (із зануреними ґрунтозачепами) мм: не менше	450	500
4. Швидкість підйому відвала, м/с. не менше	0,25	0,25
5. Кут повороту відвала у плані, град, не менше	25	25
6. Основний кут різання, град.	55	55
7. Мінімальний діапазон зміни кута різання, град.	50-60; 50-65	50-60; 50-65
8. Максимальний кут перекосу для типів 2-3, град.	10	10
9. Кут в'їзду, град, не менше	20	20
10. Задній кут відвала, град, не менше	20	20

17.4. Визначення максимальної і мінімальної глибини різання

У тяговому розрахунку бульдозера визначається величина тягового зусилля необхідного на різних стадіях робочого процесу (при різанні з максимальною глибиною, транспортуванні ґрунту з підрізанням чи без нього) шляхом складання рівнянь тягового балансу. При цьому необхідно переконатись, що номінальне тягове зусилля трактора T_n на даній передачі забезпечується зчепленням рушійного обладнання з ґрунтом $T_H \leq T_{зч}$.

Сила тяги за зчепленням визначається з величини зчіпної ваги бульдозера (для гусеничного рушійного обладнання - його повна сила ваги) і коефіцієнта зчеплення $\varphi_{зч}$ величина, якого приймається за величиною, близькою до його максимального значення $\varphi_{зч}=0,9...1,0$ для гусеничного і $\varphi_{зч}=0,65$ для колісного рушійного обладнання з усіма ведучими колесами.

Якщо наведена нерівність не виконується, то у рівняння тягового балансу вводиться замість T_n зусилля $T_{зч}$. Тяговий розрахунок бульдозера дозволяє обчислювати максимальну глибину різання у заданих умовах, оцінювати можливості тягача при транспортуванні ґрунту з підрізанням стружки мінімальної товщини, визначати підйом, який зможе подолати машина з максимальною призмою волочіння.

Загальний опір переміщенню бульдозера ΣW у процесі копання ґрунту складається з опору переміщення машини з врахуванням нахилу шляху W_1 , опору ґрунту різанню W_2 , опору переміщення призми волочіння W_3 , опору переміщення ґрунту по відвалу W_4 :

$$\Sigma W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 = G_{\sigma}(f \cdot \cos \alpha_n \pm \sin \alpha_n) + B(\varphi_k k h + S \eta_3) \sin \gamma + g \gamma_p V \times (tg \rho \cdot \sin \gamma + tg \delta \cdot \cos^2 \alpha \cdot \sin \gamma + tg \rho \cdot tg \delta \cdot \cos \gamma) \quad (17.33)$$

де: f - коефіцієнт опору руху, який дорівнює у ґрунтах 1-3 категорій для гусеничного рушійного обладнання 0,1...0,12; для колісного 0,06...0,08; α_n - кут поздовжнього нахилу шляху; φ_k - коефіцієнт, що враховує вплив кута різання на питомий опір копання ґрунту, для кута 35° приймається рівним 0,75...0,78; 40° - 0,85; 45° - 1,0; 50° - 1,35; 55° - 1,65; 60° - 1,85; 65° - 2,20; k - питомий опір різанню ґрунту незношеним ножом (МПа), (табл. 17.3); h - глибина різання, м; η_3 - коефіцієнт опору, що залежить від затуплення (МПа) (табл. 17.5); γ_p - щільність розпушеного ґрунту (кг/м³), яка дорівнює частці від ділення щільності ґрунту до розробки на коефіцієнт розпушення (табл. 17.10); V - об'єм призми ґрунту перед відвалом, м³; ρ , δ - кути зовнішнього і внутрішнього тертя ґрунту, (табл. 17.10); γ - кут захвату; g - прискорення вільного падіння, м/с².

Таблиця 17.10

Значення кутів зовнішнього і внутрішнього тертя

Характеристика ґрунтів	Пісок	Супісок	Суглинок	Глина	Розрахунковий ґрунт
Зчеплення, МПа	-	0...0,02	0,05...0,55	0,05...0,10	0,05
Кут внутрішнього тертя	30...35	25...30	37...40	35...45	40
Кут зовнішнього тертя ґрунту по сталі	20...27	18...25	27...37	30...37	35
Щільність ґрунту у природному стані, кг/м ³	1600...2000	1500...1700	1400...2000	1700...2000	18000
Коефіцієнт розпушення	1,1	1,18	1,2	1,2	1,3
Коефіцієнт бокового тиску	0,4	0,45...0,55	0,5...0,7	0,7...0,75	0,6
Ймовірність розробки ґрунту даного виду бульдозером	0,12	0,24	0,44	0,15	-

Об'єм призми волочіння ґрунту розраховується за формулою:

$$V = \frac{BH^2}{2k_{np}}, \quad (17.34)$$

де k_{np} - коефіцієнт враховуючий співвідношення H/B .

Розрахунки за формулою (17.33) проводять для таких розрахункових положень: 1) початковий етап заповнення відвала, призма ґрунту відсутня, $V=0$, різання гострим і зношеним ножами; 2) кінцевий етап заповнення відвала, $\mathcal{G}=\mathcal{G}_{\max}$, різання гострим і зношеними ножами. Розрахунки ведуть для кутів позовжнього нахилу шляху $\alpha=0$; $\alpha_m=15^\circ$; $\alpha_m=-15^\circ$. Перше розрахункове положення дає можливість знайти максимальну глибину різання гострим (17.35) і затупленим (17.36) ножами.

$$h_{\max} = \frac{T - G_{\delta}(f \cdot \cos \alpha_n \pm \sin \alpha_n)}{\varphi_{\kappa} KB \cdot \sin \gamma}, \quad (17.35)$$

$$h_{\max} = \frac{T - G_{\delta}(f \cdot \cos \alpha_n \pm \sin \alpha_n) - BS\eta_3 \cdot \sin \alpha}{\varphi_{\kappa} KB \cdot \sin \gamma}. \quad (17.36)$$

У другому положенні обчислюється мінімальна глибина різання гострим (17.37) і зношеним ножами (17.38)

$$h_{\min} = \frac{T - G_{\delta}(f \cdot \cos \alpha_n \pm \sin \alpha_n) - g\gamma_p V \cdot \operatorname{tg} \delta \left[\left(\cos^2 \alpha + \frac{\operatorname{tg} \rho}{\operatorname{tg} \delta} \right) \sin \gamma + \operatorname{tg} \rho \cdot \cos \gamma \right]}{\varphi_{\kappa} KB \cdot \sin \gamma}, \quad (17.37)$$

$$h_{\min} = \frac{T - G_{\delta}(f \cdot \cos \alpha_n \pm \sin \alpha_n) - g\gamma_p V \cdot \operatorname{tg} \delta \left[\left(\cos^2 \alpha + \frac{\operatorname{tg} \rho}{\operatorname{tg} \delta} \right) \sin \gamma + \operatorname{tg} \rho \cdot \cos \gamma \right] - BS\eta_3 \cdot \sin \gamma}{\varphi_{\kappa} KB \cdot \sin \gamma}. \quad (17.38)$$

Мінімальні значення глибини різання, розраховані за залежностями (17.37) і (17.38), повинні бути не менші значень h_n , які визначаються за умови компенсації втрат ґрунту з призми у бокові валики в процесі переміщення ґрунту

$$h_n = \frac{\Delta V}{BL}, \quad (17.39)$$

де: Δ - дослідний коефіцієнт втрат ґрунту рівний $\Delta=0,005L$; L - довжина транспортування ґрунту.

Можливе визначення тягового розрахунку за допомогою аналітичної залежності (приведена для неповоротного відвала)

$$\begin{aligned} \Sigma W = B \frac{h \left(0,5C + \gamma \mathcal{G}_m^2 \frac{\sin \alpha \cdot \sin \psi}{\sin(\alpha + \psi)} \right) \left[1 + \frac{\operatorname{ctg} \psi}{\operatorname{tg}(\rho + \psi)} \right] + 0,5H_{\delta}^2 \gamma_p \left[1 + \left(\frac{\operatorname{tg} \delta}{\operatorname{tg} \rho} + 1 \right) \cos^2 \alpha (\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{ctg}(\rho + \psi)) \right]}{\operatorname{ctg}(\rho + \psi) + \operatorname{ctg}(\alpha + \delta)} + \\ + \frac{C_g S^2 \frac{\sin^2 \alpha_3 \cdot \sin(\alpha_3 + \psi)}{2 \cos^2(\alpha_3 + \delta)}}{\operatorname{ctg}(\rho + \psi) + \operatorname{ctg}(\alpha + \delta)} + G_{\delta}(f \cos \alpha_n \pm \sin \alpha_n), \end{aligned} \quad (17.40)$$

де: C - зчеплення ґрунту; ψ - кут зсуву елемента ґрунту, що відокремлюється від масиву; \mathcal{G}_m - швидкість руху бульдозера; γ і γ_p - щільність ґрунту в природному стані і розпушеному; G_{δ} - коефіцієнт деформації ґрунту, S - ширина площадки затуплення; α_3 - кут нахилу площадки затуплення до горизонталі.

$$\text{Кут зсуву визначається залежністю } \psi = \frac{\pi}{2} - \frac{\alpha + \delta + \rho}{2}.$$

17.5. Обґрунтування конструкції і розрахунок привода керування

Механізм керування робочим органом бульдозера повинен забезпечити необхідні швидкості підйому - опускання відвала, чітку фіксацію його положення, і у разі необхідності - плаваюче положення. Швидкості керування робочим органом повинні забезпечити нор-мальний хід процесу копання ґрунту. Коли швидкість керування підвищується, технічна про-дуктивність дещо збільшується, але у зв'язку з підвищеною стомлюваністю оператора експлуатаційна продуктивність знижується. Крім того, зростають динамічні навантаження. Звичайно, швидкість заглиблення \mathcal{G}_3 вибирається такою, щоб нахил траєкторії заглиблення не перевищував заднього (потиличного) кута відвала, тобто, щоб ґрунт не зминався коробкою жорсткості відвала (при цьому під швидкістю підйому - опускання відвала розуміють вертикальну складову швидкості руху краю ножа).

$$\mathcal{G}_3 \leq \mathcal{G}_m \cdot \operatorname{tg} \theta. \quad (17.41)$$

Зусилля у виконавчому механізмі привода керування гідравлічних бульдозерів (у гідроциліндрах) визначається за умови статичної рівноваги трактора відносно передньої і задньої кромки опорної поверхні гусениць, або осей передніх і задніх коліс.

При заглибленні (рис. 17.14)

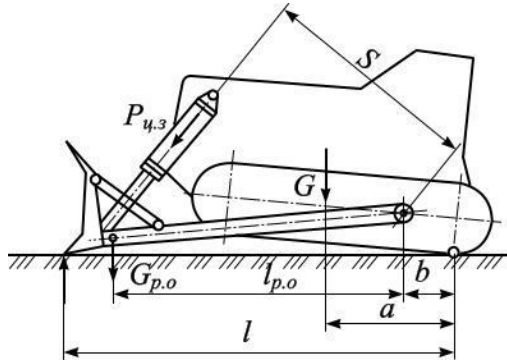


Рис. 17.14. Зусилля заглиблення відвала

$$P_{ц.з} = \frac{Ga(l-b)}{ls} - \frac{G_{p.o}l_{p.o}}{s}, \quad (17.42)$$

де: $G_{p.o}$ - сила тяжіння робочого обладнання, G - сила тяжіння бульдозера без робочого обладнання. Інші позначення приведені на рис 17.14. При цьому необхідно, щоб виконувались наступні умови

$$P_{ц.з} \geq P'_{ц.з} \quad P_{ц.в} \geq P'_{ц.в},$$

де: $P'_{ц.з}$ - зусилля заглиблення, знайдене з умови подолання несучої здатності ґрунту; $P'_{ц.в}$ - зусилля виглиблення при нормальних умовах копання

ґрунту. Зусилля заглиблення обчислюється за формулою:

$$P'_{ц.з} = \frac{K_1 s_1 B(l-b) - G_{p.o}l_{p.o}}{s}, \quad (17.43)$$

де: K_1 - коефіцієнт несучої здатності ґрунту, для середніх умов $K_1=0,5 \dots 0,6$ МПа; s_1 - ширина площадки ножа, яка треться о ґрунт, $s_1=1 \dots 1,5$ см.

У відповідності зі схемою, яка зображена на рис. 17.15,

$$P'_{ц.в} = \frac{G_{p.o}l_{p.o} + G_z l_z + Ql + R_g l + R_n m}{s}. \quad (17.43, a)$$

Де: $G_z=0,35\delta_p Vg$; $Q=0,65\delta_p Vg \cdot \operatorname{tg}^2 \rho$; $R_g=0,3R_n$;

$$R_n = \frac{(G_\delta + 0,65\delta_p Vg \cdot \operatorname{tg}^2 \rho + 0,35\delta_p Vg) \rho - G(f \cos \alpha_n \pm \sin \alpha_n) - 0,65\delta_p Vg \cdot \operatorname{tg}^2 \rho}{1 - 0,3\varphi}. \quad (17.44)$$

Швидкість руху поршня гідроциліндра знаходиться в залежності від прийнятої швидкості переміщення відвала. На рис. 17.16 показана розрахункова схема для визначення швидкості поршня. Як видно з схеми, кут повороту штовхаючих брусів при повному заглибленні відвала

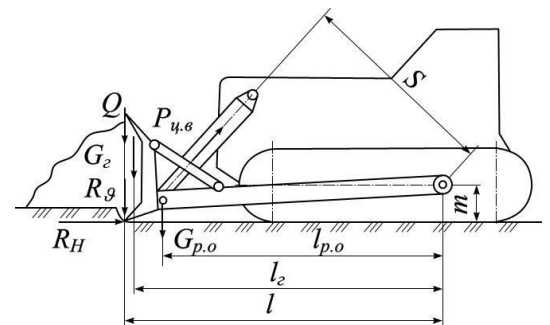


Рис. 17.15. Зусилля виглиблення відвала

$$\alpha_m = \arcsin \frac{(m + h_{\max})\sqrt{c^2 - m^2} - m\sqrt{c^2 - (m + h_{\max})^2}}{c^2}, \quad (17.45)$$

де: m - висота розміщення точки повороту брусів над рівнем опорної поверхні; h_{\max} - максимальна глибина різання; c - відстань від осі повороту до кромки ножа.

Хід виконавчого механізму (рис. 17.) обчислюється залежністю

$$s_n = \sqrt{AO^2 + OB^2 - 2AO \cdot OB \cos(\alpha_0 + \alpha_m)} - \sqrt{AO^2 + OB^2 - 2AO \cdot OB \cos \alpha_0}, \quad (17.46)$$

Середня швидкість поршня $\vartheta_n = \frac{s_n}{t_3}$, де t_3 - час підйому, заглиблення відвала.

Для інших гідроциліндрів керування відвалом (зміни кутів зарізання кута захвату, кута різання) необхідні характеристики (зусилля, яке розвиває циліндр, швидкість руху поршня і хід поршня) визначаються в залежності від прийнятої конструктивної схеми. При цьому вихідні умови такі. Зусилля у виконавчому механізмі перекошу відвала повинно бути достатнім для повороту базової машини в обидві сторони відносно осі, яка проходить вздовж краю опорної поверхні рушія (рис. 17.17). Реакція на краю відвала визначається за формулою:

$$R_V = \frac{Ga}{b}, \quad (17.47)$$

де: a - відстань по горизонталі від краю гусениці до лінії дії сили ваги бульдозера; b - відстань по горизонталі від краю гусениці до точки прикладання реакції R_V .

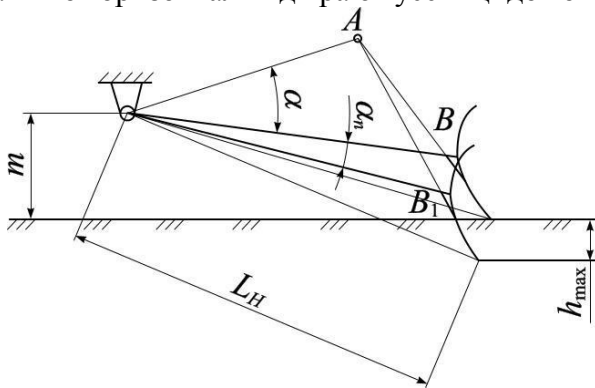


Рис. 17.16. Переміщення поршня гідро циліндра перекошу при заглибленні відвала

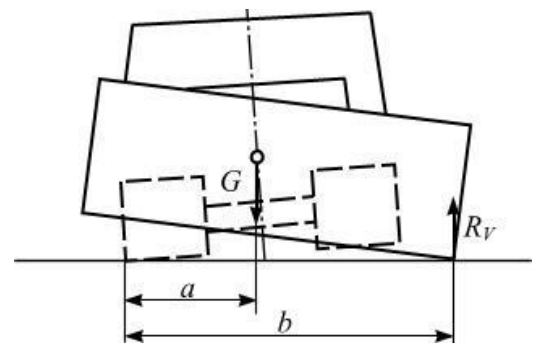
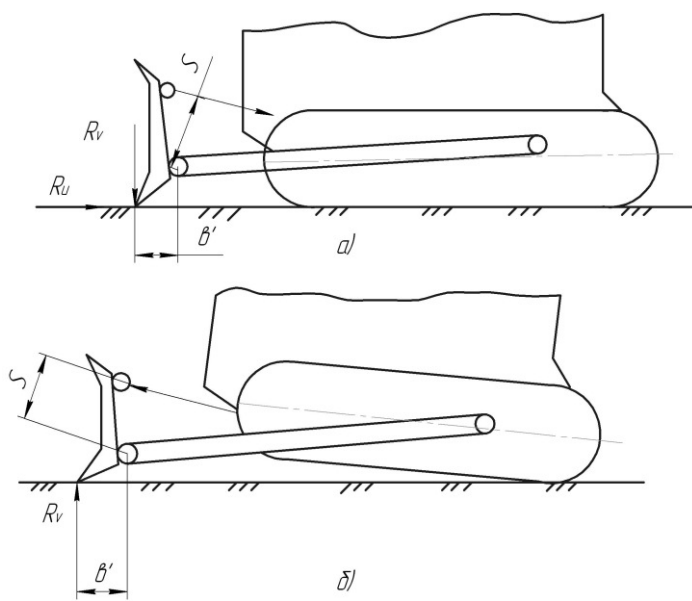


Рис. 17.17. Зусилля у механізмі відвала

Подальше визначення зусилля у гідроциліндрі перекошу відвала залежить від схеми механізму і проводиться методами теорії механізмів і машин. Сила, яка діє на механізми зміни кута захвату визначається з умови, що вона не перевищує сили достатньої для розвороту машини.

Тоді



$$P = \frac{G\varphi_k k_T}{B}, \quad (17.48)$$

де k_2 - коефіцієнт трактора.

Зусилля у гідроциліндрі механізму зміни кута захвату обчислюється згідно з схемою цього механізму.

У механізмі зміни кута різання сила, що визначається для двох випадків - при зменшенні цього кута або при його збільшенні. При

цьому найбільша величина зусилля обмежується за умови перекидання бульдозера відповідно навколо переднього або заднього краю гусениць (рис. 17.18)

$$R_V = \frac{G_\delta a}{l} \cdot \frac{b'}{S}, \quad (17.49)$$

$$R_V = \frac{G_\delta a_1}{l_1} \cdot \frac{b'}{S}, \quad (17.50)$$

Після одержання вихідних розрахункових даних проводять розрахунок гідропривода у наступному порядку. Вибирають

Рис. 17.18. Зусилля у механізмі зміни кута різання; а) при зменшенні кута; б) при збільшенні кута

номінальний робочий тиск (якщо у базовій машині немає власного гідропривода), який для прогресивних конструкцій складає 16, 25, 32 МПа.

Розробляють принципову схему гідропривода, в якій визначається кількість насосів, виконавчих гідроциліндрів.

Кількість і тип насосів визначається за умови, що сумарна подача робочої рідини повинна забезпечувати потрібну швидкість руху штоків. При цьому втрати рідини за рахунок витікання приймаються у межах 3...8% від витрат рідини, необхідних для роботи гідроциліндрів одночасно. Тоді

$$Q_n = \frac{\pi \sum_{i=1}^n d_{ц,i}^2 g_{ц,i}}{4(0,92...0,97)}. \quad (17.51)$$

Швидкість руху поршня рекомендується вибирати у межах 0,3...0,5 м/с. Кількість виконавчих гідроциліндрів n приймається виходячи із загальної компоновки бульдозера з врахуванням діючих на циліндр зусиль і можливостей уніфікації конструктивних елементів. Внутрішній діаметр гідроциліндра d_n обчислюється в залежності від значень діючого зусилля $P_{ц}$ (Н) і розрахункового тиску рідини в системі P_p (МПа). Для висування і втягування штока діаметром $d_{ш}$ діаметр гідроциліндра визначається за формулами:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4P_{ц}}{\pi P_p \eta_{ГМ}}}, \quad (17.52)$$

$$d_{ц} = \sqrt{\frac{4P_{ц}}{\pi P_p \eta_{ГМ} (1 - \varepsilon^2)}},$$

$$\varepsilon = \frac{d_{ц}}{d_0} = 0,5...0,65. \quad (17.53)$$

З врахуванням гідравлічних втрат від насоса до циліндра для попередніх розрахунків приймається $P_p = (0,58...0,9) P_n$; $\eta_{ГМ}$ - гідромеханічний ККД гідроциліндра. Одержане значення діаметра округлюється до рекомендованих значень розмірів (табл. 17.11). Те ж саме робиться для ходу поршня гідроциліндра, діаметра штока (табл. 17.12, 17.13).

Таблиця 17.11

Внутрішні діаметри гідроциліндрів

Діаметр, мм	Основний ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320	400	500
	Додатковий ряд	45	56	70	90	140	140	180	220	280	360	450	560

Таблиця 17.12

Діаметри штоків гідроциліндрів

Діаметр, мм	Основний ряд	20	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250
-------------	--------------	----	----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----

	Додатковий ряд	22	28	36	45	56	70	90	110	140	180	220	280
--	----------------	----	----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----

Таблиця 17.13

Величина ходу поршня гідроциліндра

Хід поршня, мм	Основний ряд	250	320	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150
	Додатковий ряд	280	360	450	560	710	900	1120	1400	1800	2240	2800	3350

Знаючи величину подачі Q_n і номінальний тиск, визначають кількість і тип насосів, або перевіряють, чи відповідає власний насос базової машини значенням Q_n і p_n .

Потужність, яка витрачається на привод насоса

$$N_H = \frac{p_n Q_n}{61,2 \eta_n}, \quad (17.53, a)$$

де: p_n - робочий тиск нагнітання, МПа; Q_n - продуктивність насоса, л/хв.; η_n - загальний ККД насоса.

Для захисту насосів і гідроциліндрів від перенавантажень у лінії гідропередачі необхідна установка запобіжного або розвантажувального клапана.

Настройка запобіжного клапана залежить від максимального тиску, який допускається для насосів і циліндрів і звичайно не перевищує (1,3...1,35). Внутрішній діаметр трубопроводів вибирається таким, щоб середня швидкість рідини у нагнітальному трубопроводі складала 3...5 м/с і до 1,5 м/с у всмоктувальному. Одержані розрахунком значення округляються до рекомендованих і мають такі величини (мм): 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100. Технічні характеристики жорстких трубопроводів і рукавів високого тиску для гідросистем дорожньо-будівельних машин приведені у таблицях 17.14, 17.15.

Об'єм бака для робочої рідини вибирають таким, щоб він забезпечив дво-трихвилинну продуктивність насоса. При цьому величину ємності бака округляють до найближчого з рекомендованих значень, які складають ряд (дм³: 10, 16, 25, 40, 63, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1000).

Таблиця 17.14

Технічна характеристика жорстких трубопроводів

Умовний прохід, мм	6	8	10	13	15	20	25	32
Діаметр зовнішній, мм	10	12	14	16	7 20	25	32	40
Товщина стінки, мм	2,0	2,0	2,0	2,0	3,0	3,0	4,0	4,5

Таблиця 17.15

Технічна характеристика рукавів високого тиску

Внутрішній діаметр рукава, мм	6	8	10	12	16	20	25	32	38
Максимальний тиск, МПа	280	250	215	210	165	150	150	120	105
Мінімальний радіус згину, мм	70	90	100	130	170	200	300	385	460
Довжина, мм	400, 450	500, 550	600, 650	700, 750	800, 900	1000, 1200	1400, 1600	1800, 2000	2200, 2400

17.6. Визначення розрахункових значень навантажень для перевірки міцності елементів конструкції бульдозера

Навантаження, які діють на вузли і елементи металоконструкції бульдозерів у різних умовах експлуатації і які приймають як розрахункові, прийнято розділяти на нормальні, випадкові, аварійні. Нормальними вважають навантаження, які виникають у звичайних умовах експлуатації, тобто при роботі бульдозерів у ґрунтах, для розробки яких ці

машини призначені на передачах, рекомендованих для них як робочі. В умовах нормального використання машини можуть з'явитись максимальні навантаження, які значно перевищують найбільше статичне зусилля бульдозера. Ці навантаження, які слід характеризувати як „максимальні нормальні”, являються вихідними для перевірки деталей машин на міцність за напругами, що допускаються, а вся сукупність нормальних навантажень служить основою для розрахунку металоконструкцій на довговічність.

Випадкові навантаження виникають в умовах найбільш несприятливого поєднання одночасно діючих навантажень і визначаються також для перевірки міцності елементів металоконструкції бульдозера. Слід відмітити, що не завжди раціонально проводити розрахунки міцності за величиною випадкових навантажень, які, при зустрічі робочих органів машин з жорсткими перешкодами, можуть бути дуже високими. В більшості випадків при створенні машин слід передбачати зменшення величини випадкових навантажень, застосовуючи запобіжні пристрої.

Під аварійними розуміють навантаження, які можливі тільки за винятково несприятливих обставин, коли конструкція приходить у непрацездатний стан. Розрахунок на дію аварійних навантажень не проводиться. Визначення розрахункових значень діючих навантажень проводиться для „розрахункових положень”, тобто для таких можливих у процесі роботи бульдозера поєднань навантажень, при яких слід чекати у деталях металоконструкції виникнення найбільших напруг. Основними розрахунковими положеннями для бульдозера є такі:

1. Удар у перешкоду серединою відвала. Сила може бути прикладена в будь-якій точці нижньої половини відвала, яка лежить на осі симетрії.
2. Удар у перешкоду краєм відвала.
3. У процесі заглиблення відвала при одночасному русі вперед бульдозер вивішується на крайній точці відвала.

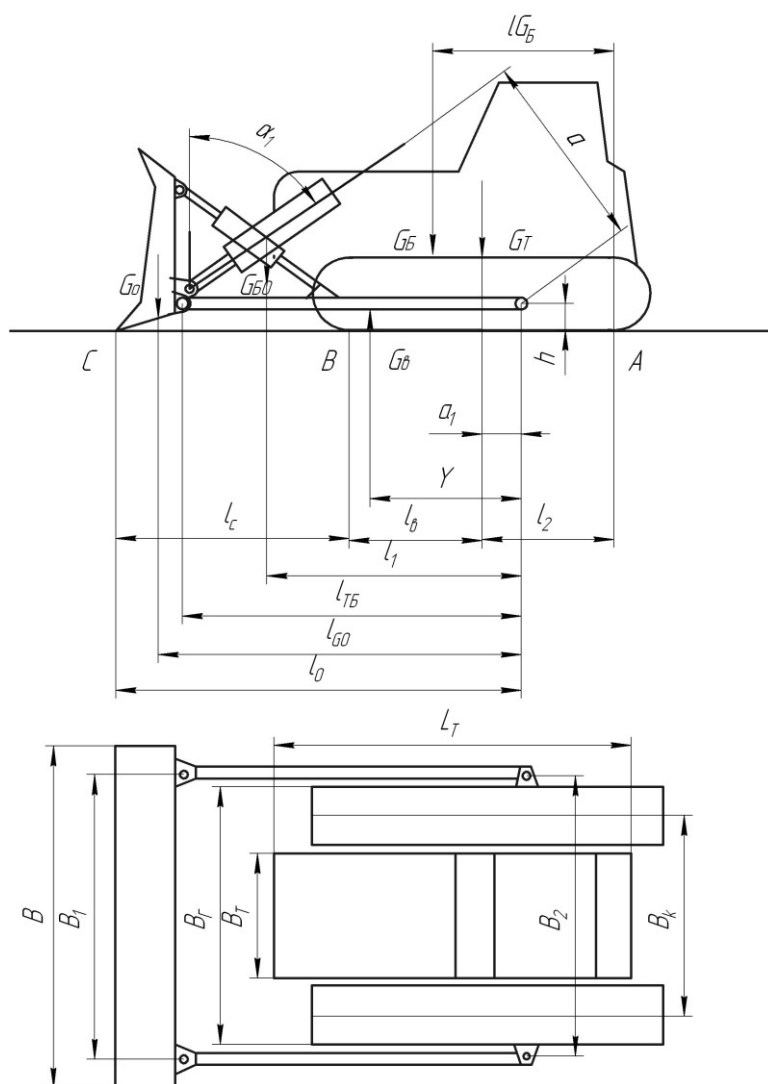


Рис 17.19. Схема сил, які діють на робоче обладнання бульдозера

4. Бульдозер вивішується на середній точці відвала при умовах положення 3.

5. При виглибленні відвала і одночасному русі вперед, бульдозер перекидається від-носно передніх коліс. Навантаження прикладені до крайньої точки переднього краю гусениць або осі відвала.

6. Бульдозер вивішується на середній точці відвала при умовах положення 5.

7. Удар у перешкоду боковою поверхнею відвала при розвороті загальмованої гусениці.

У формулах (17.54...17.78), крім розшифрованих позначень, застосовані деякі інші загальні для всіх позначення (рис. 17.19): l_{G_6} - відстань від заднього краю опорної поверхні до осі, яка проходить через центр сили тяжіння

бульдозера, м; L - база трактора, м; l_c - відстань від переднього краю поверхні до ріжучого краю відвала, м; l_0 - відстань від центрального кульового шарніра до ріжучого краю відвала, м; h - висота центрального кульового шарніра; a - відстань від центрального кульового шарніра до осі гідроциліндра підйому відвала, м; G_δ - сила тяжіння бульдозерного обладнання, кН; B_k - колія трактора, м; G_m - сила тяжіння трактора, кН; l_1 - відстань від центрального кульового шарніра до осі, яка проходить через центр сили тяжіння бульдозерного обладнання, м; l_{GO} - відстань від центрального кульового шарніра до осі, яка проходить через центр сили тяжіння відвала, м; $l_{шб}$ - довжина штовхаючого бруса, м; a_1 - відстань від центрального кульового шарніра до осі, яка проходить через центр повороту гусениці, м; l_2 - відстань від заднього краю опорної поверхні до центрального кульового шарніра, м; B_e - ширина трактора по гусеницях, м; B_1 - відстань між опорними шарнірами штовхаючого бруса на відвалі, м; B_2 - відстань між кульовими шарнірами, м; α_e - кут нахилу гідроциліндра піднімання відвала до вертикалі, град. (рис. 17.19).

Величина горизонтального зусилля, що діє на відвал, визначається як сума тягового зусилля по зчепленню і динамічного зусилля з врахування опору руху базової машини

$$P_y = T_\delta + D_0 - W_1. \quad (17.54)$$

При знаходженні тягового зусилля $T_\delta = G_\delta \varphi$ для динамічних розрахунків приймаються максимальні значення коефіцієнта зчеплення. Рекомендовані значення коефіцієнта φ для гусеничних машин знаходяться у межах - 0,9...1,1; для колісних - 0,6...0,8. Сила тяжіння бульдозера G_δ приймається рівною (1,17...1,22) $G_{\delta m}$, де $G_{\delta m}$ - сила ваги базової машини.

Динамічне зусилля $P_{дин}$ обчислюється за формулою:

$$P_{дин} = \mathcal{G}_\delta \sqrt{A_{np} m_\delta}, \quad (17.55)$$

де: \mathcal{G}_δ - швидкість бульдозера в момент зустрічі з перешкодою; A_{np} - приведена жорсткість перешкоди і металоконструкції навісного обладнання; m_δ - маса бульдозера.

Тоді

$$P_y = G_\delta (\varphi - f) + \mathcal{G}_\delta \sqrt{A_{np} m_\delta}, \quad (17.56)$$

де f - коефіцієнт опору руху бульдозера.

При визначенні максимальних нормальних навантажень за початкову швидкість копання приймається максимальна теоретична швидкість холостого ходу бульдозера на розрахунковій передачі. Щоб знайти максимальні випадкові навантаження доцільно приймати номінальну теоретичну швидкість на розрахунковій передачі, бо зустріч з жорсткою перешкодою реальна тільки тоді, коли вона схована від оператора, тобто при деякому початковому опорі копанню. Вибираючи розрахункову передачу, необхідно за результатами тягового розрахунку оцінити реальність використання різних передач трансмісії для копання ґрунтів. Якщо практично ймовірне використання декількох передач, то для знаходження нормальних на-вантажень слід провести розрахунок для всіх цих передач (з врахуванням обмеження тяги по зчепленню) і як розрахункове прийняти найбільше з одержаних навантажень. Найбільше випадкове навантаження відповідає вищій робочій передачі, застосування якої для копання ґрунтів визначене за результатами тягового розрахунку, або передбачене інструкцією з експлуатації машини.

Приведена жорсткість обумовлена залежністю

$$A_{np} \frac{A_1 A_2}{A_1 + A_2}, \quad (17.57)$$

де A_1 і A_2 - жорсткості перешкоди і металоконструкції машини.

Для визначення максимальних нормальних навантажень деформаціями металоконструкції нехтують. Тоді $A_{np} = A_1$ як жорсткість перешкоди приймається інтенсивність зростання опору копання ґрунту відвалом бульдозера A , тобто приріст опору копання ΔP_k на ділянці шляху ds , що пройдений машиною в заборі

$$A = \frac{dP_{\kappa}}{ds}. \quad (17.58)$$

Закономірність зростання опору копання ґрунту залежить у першу чергу від траєкторії ножа землерийної машини. Щоб знайти динамічні навантаження, що виникають, слід розглядати такий процес заглиблення робочого органа, коли навантаження зростає найбільш інтенсивно. Якщо прийняти, що зростання опору описується лінійною залежністю

$$P = W_1 + A(S_1 - S_0), \quad (17.59)$$

інтенсивність росту опору копання можна вважати постійною.

Вказана інтенсивність складається з інтенсивності зростання опору різання A_p і складової, яка характеризує накопичення ґрунту перед відвалом $A_n A_1 = A_p + A_n$. Для процесу примусового заглиблення ножа бульдозера в ґрунт при русі зі швидкістю \mathcal{G}_θ інтенсивність зростання опору різання визначається залежністю

$$A_p = \frac{a_1 B k \varphi_{\kappa} \mathcal{G}_z}{\mathcal{G}_\theta}, \quad (17.60)$$

де: a_1 - поправочний коефіцієнт, який враховує вплив типу ґрунту і конструкції ходових частин бульдозера на нахил траєкторії заглиблення робочого органа; B - ширина ножа; k - питомий опір ґрунту різанню; (φ_{κ} - коефіцієнт, що враховує вплив кута різання на опір різання). Коефіцієнт a_1 для ґрунту I категорії дорівнює 1,0; II - 0,85...0,95; III - 0,65...0,75; IV - 0,55...0,6.

Друга складова інтенсивності зростання опору для випадку заглиблення ножа W_3, W_4

$$A_n = \frac{1}{2} \frac{W_3 + W_4}{V} B h_{\max}. \quad (17.61)$$

Коли визначаються максимальні випадкові навантаження, жорсткість перешкоди (кН/м) приймається за експериментальними даними.

Масив мерзлого ґрунту - 2500;
соснова паля діаметром 770 мм - 9300;
цегляний стовп шириною 650 мм - 18200;
гранітний масив шириною 550 мм - 130000.

Для орієнтовного розрахунку жорсткості металоконструкцій навісного обладнання бульдозерів за рекомендаціями ВНДІбуддормаш приймається

$$A_2 \approx a_{жс} m_{\theta м}, \quad (17.62)$$

де: $a_{жс}$ - коефіцієнт жорсткості навісного обладнання на 1 кг маси трактора, який дорівнює 0,9...1,0 кН/(м·кг); $m_{\theta м}$ - маса базової машини, кг.

Навантаження, яке діє на шарніри кріплення штовхаючих брусів бульдозера

$$R_{ui} = T - W_1 + \mathcal{G}_\theta \sqrt{A_{np} (m_\delta - m_{p.o})}, \quad (17.63)$$

де $m_{p.o}$ - маса робочого обладнання.

Для розрахункових положень 1 і 2 (рис. 17.20, 17.21) навантаження знаходяться як випадкові, для інших як максимальні нормальні (рис. 17.22). У розрахунковому положенні 1 величина P_y в кН обчислюється за формулою:

$$P_y = k_c G_\delta \varphi + \mathcal{G}_\theta \sqrt{\frac{G_\delta A_{np}}{g}}. \quad (17.64)$$

Величина k_c визначається з таблиці 17.16

Таблиця 17.16

Значення коефіцієнта k_c залежності від співвідношення швидкостей робочої \mathcal{G}_p і \mathcal{G}_x холостого ходу

$\mathcal{G}_p / \mathcal{G}_x$	0	0,25	0,5	0,75	1,0
K	1,0	0,94	0,72	0,58	0,44

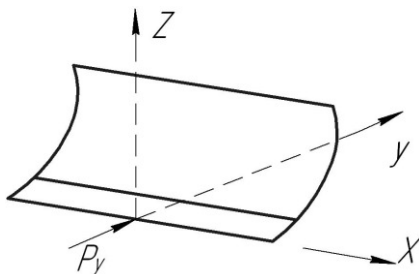


Рис. 17.20. Схема удару в перешкоду серединою відвала

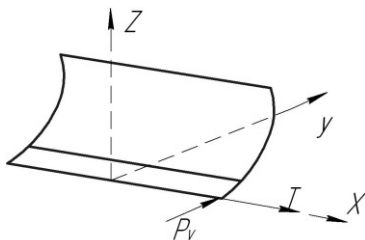


Рис. 17.21. Схема удару в перешкоду краєм відвала

У випадку проміжних значень $\mathcal{G}_p/\mathcal{G}_x$ визначається лінійною інтерполяцією. При визначенні A_{np} жорсткість перешкоди приймається для бульдозерів класів 3, 4 т рівною $1,73 \cdot 10^3$ кН/м; для бульдозерів класів 6, 10, 15 т - $18,15 \cdot 10^3$ кН/м; для машин класу 25 т і більше - $13 \cdot 10^4$ кН/м. Величина коефіцієнта зчеплення φ приймається 0,95 для гусеничних і 0,85 для колісних бульдозерів.

У розрахунковому положенні 2 величина P_y визначається залежністю

$$P_y = k_c G_\delta \varphi + \mathcal{G}_\delta \sqrt{A_{np} G_\delta \frac{I}{gI + 0,25 G_\delta B^2}}, \quad (17.65)$$

де: I - момент інерції бульдозера відносно вертикальної осі, яка проходить через центр маси; B - ширина відвала бульдозера.

Величина моменту інерції знаходиться за формулою:

$$I = \frac{L_m^2 + B_m^2}{12} \cdot \frac{G_\delta}{g}, \quad (17.65, a)$$

де L_m і B_m - довжина і ширина базового трактора.

У цьому положенні жорсткість перешкоди і коефіцієнти зчеплення приймають такими, як у положенні 1.

У розрахунковому положенні 3 (див. рис. 17.22) навантаження визначаються за формулами:

$$P_z = \frac{G_\delta l_{G_\delta}}{L + l_c}, \quad (17.66)$$

$$P_y = k_c (G_\delta - P_z) \varphi + \mathcal{G}_\delta \sqrt{\frac{G_\delta C_{np}}{g}}, \quad (17.67)$$

$$P_x = \frac{k_c (G_\delta - P_z) \varphi B}{2(L + l_c)}. \quad (17.68)$$

Жорсткість перешкоди приймається $8,5 \cdot 10^2$ кН/м. Для колісних бульдозерів

$$P_y = k_c G_\delta \frac{L + l_c - l}{L + l_c} \varphi + \mathcal{G}_\delta \sqrt{\frac{G_\delta C_{np}}{g}}. \quad (17.69)$$

Для положення 4 навантаження обчислюється за формулами (17.66), (17.67), (17.69). При цьому бокове зусилля P_x відсутнє.

У положенні 5 (рис. 17.23) навантаження визначаються з рівнянь (див. рис. 17.19)

$$P_z = \frac{S_u a - G_\delta l_1 - P_y h}{l_0}, \quad (17.70)$$

$$P_y = (G_\delta + P_z) \left(\frac{k_c \varphi}{2,5} - f_1 \right) + \mathcal{G}_\delta \sqrt{\frac{A_{np} G_\delta}{g}}, \quad (17.71)$$

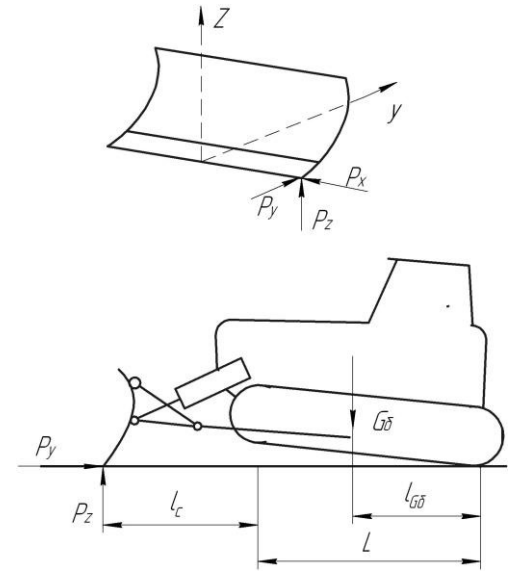


Рис. 17.22. Схема вивішування бульдозера на крайній точці відвала при його заглибленні

$$P_z = \frac{1}{1 + h \left(\frac{k_c \varphi}{2,5} - 0,3 \right) l_0} \left[\frac{S_u \alpha - G_{\delta.o} l_1}{l_0} - G_{\delta} \left(\frac{k_c \varphi}{0,25} - 0,3 \right) \frac{h}{l_0} - g \frac{h}{l_0} \sqrt{\frac{A_{np} G_{\delta}}{g}} \right]. \quad (17.72)$$

Якщо $\frac{k_c \varphi}{2,5} - 0,3 < 0$, слід приймати

$$\frac{k_c \varphi}{2,5} - 0,3 = 0.$$

$$P_y = \left(\frac{S_u a - G_{\delta.o} l_1}{l_0} - P_z \right) \frac{l_0}{h}, \quad (17.73)$$

$$P_x = \begin{cases} \frac{(G_{\delta} + P_z) \varphi B}{2l} n p u (G_{\delta} + P_z) \varphi \leq T; \\ P_x = \frac{G_{\delta} \mu}{2} n p u (G_{\delta} + P_z) \varphi > T. \end{cases}, \quad (17.74)$$

У формулах (17.72), (17.73) S_u - сумарне зусилля у штокових порожнинах підйому відвала, яке обчислюється за формулою:

$$S_u = \frac{\pi p}{2} (D^2 - d^2), \quad (17.74, a)$$

де: p - тиск настройки запобіжного клапана; D і d - відповідно діаметри циліндра і штока; μ -

коефіцієнт бокового зсуву.

Для положення 6 (рис. 17.24) застосовують ті ж залежності, що і для положення 5. У положенні 7 (рис. 17.25) бокове зусилля P_x , яке може бути прикладене в будь-якій точці нижньої половини відвала.

Величина P_x знаходиться за формулою

$$P_x = \varpi \sqrt{IC_{np}}, \quad (17.75)$$

де: ϖ - кутова швидкість обертання бульдозера при ударі відвалом у жорстку перешкоду, c^{-1} , знаходиться з залежності $\varpi = g_{\delta} / B_k$; B_k - ширина колії трактора; C_{np} - сумарна жорсткість у поперечному напрямку, кН/м.

$$C_{np} = \frac{4,7 \cdot 10^4 G_m}{8,5 \cdot 10^2 + 55 G_m}, \quad (17.76)$$

де G_m - сила тяжіння трактора у кН.

Положення 8 (рис. 17.25) характерне тим, що сили P_x і P_y мають бути прикладені у будь-якій точці нижньої половини відвала, їх величини визначаються за формулами:

$$P_z = S \cos \alpha_1 - G_{\delta.o} \frac{l_1}{l_{\delta.o}}, \quad (17.77)$$

$$P_x = \frac{P_z}{0,6}.$$

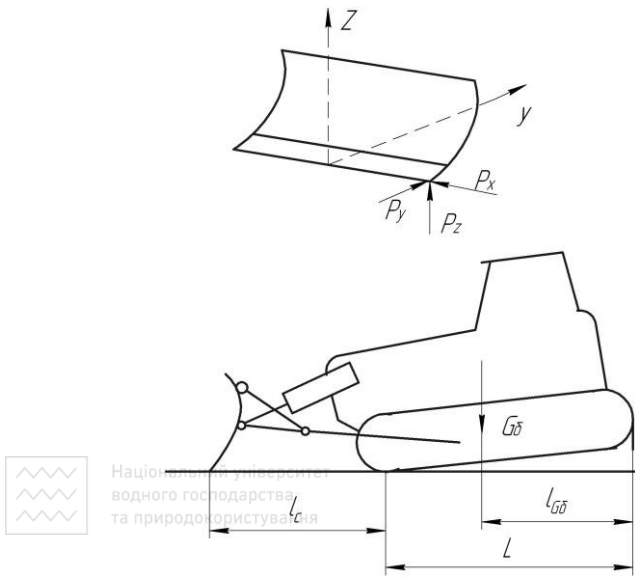


Рис. 17.23. Схема виглиблення відвала при одночасному русі вперед і навантаженні на крайню точку відвала

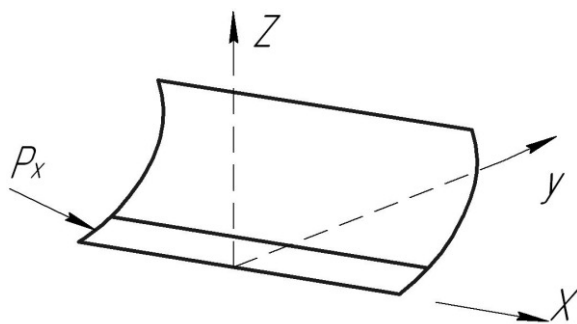


Рис. 17.24. Схема удару і перешкод боковою виглибленні поверхнею відвала

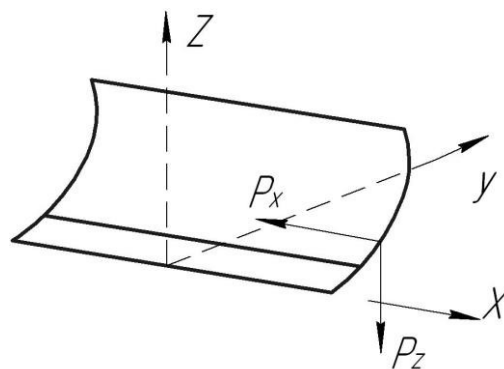


Рис. 17.25. Схема навантаження при відвала, який впирається боковою поверхнею у перешкоду

У положенні 9 сила P_m (рис. 17.26) направлена, перпендикулярна площині трактора, може бути прикладена до будь-якого перерізу штовхаючого бруса. Величина P_m приймається найбільшою з двох величин - динамічного навантаження P_{m0} і статичного опору P_{mc} .

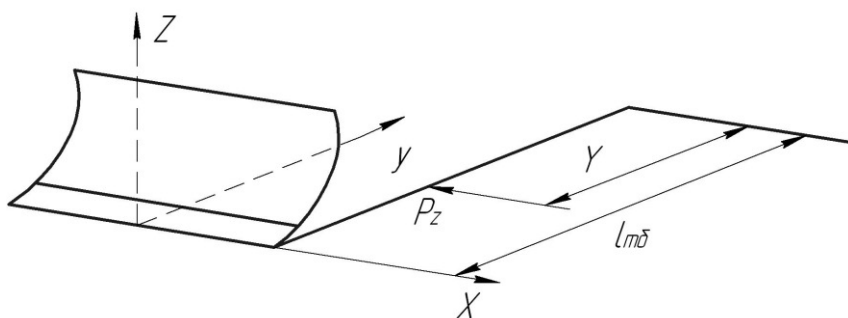
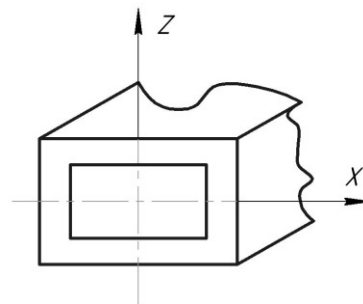


Рис. 17.26. Удар штовхаючим брусом у перешкоду при розвороті бульдозера



Величина P_{mc} знаходиться за формулою:

$$P_{m0} = \varpi \sqrt{I_1 C_{\delta z}} \cdot \quad (17.78)$$

17.7. Методи підвищення ефективності робочих процесів бульдозерів

Підвищення ефективності бульдозерних, розпушувальних, екскаваторних і скреперних робіт досягається удосконаленням конструкцій будівельних машин, створенням обладнання, використанням нових методів впливу на ґрунт, а також удосконалюванням технології ведення робіт.

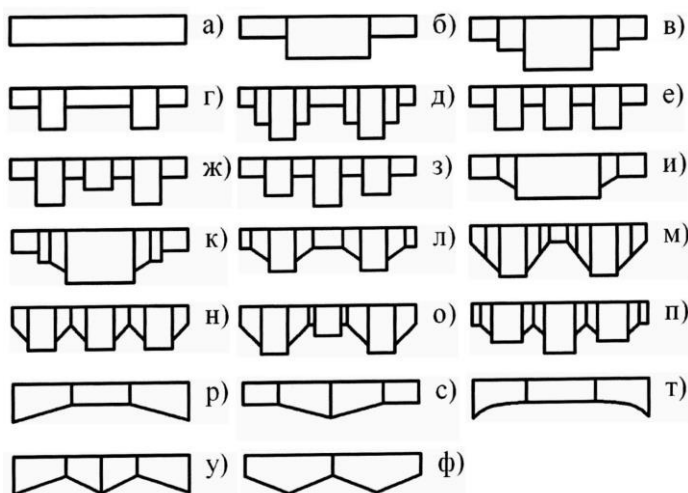


Рис. 17.27. Різні форми ножових систем

Бульдозерні роботи.

Ефективність бульдозерного обладнання підвищується при використанні накопичувальних відкріпків (некерованому і керовані), створенні відповідної форми відвалів у плані (сферична і напів-сферична), застосуванні адаптованого відвала, що забезпечує зміну кутів різання, перекидання, кривизни, конфігурації ріжучого ножа та ін. (рис. 17.27).

Для підвищення продуктивності бульдозерів при роботі на міцних ґрунтах III і IV категорій рекомендується використовувати на визначеній ділянці довжини ріжучої кромки відвала, принцип концентрації зусиль. Найбільш ефективним рішенням є забезпечення перекосу відвала у поперечній площині (рис. 17.27, а), що складає в середньому $12...18^\circ$. При цьому продуктивність бульдозера зростає в 1,4...1,5 рази.

У деяких конструкціях передбачають керовані розпушувальні зуби, розташовані з лобової або тильної сторін відвала або з боків відвала (рис. 17.27, б, в). Такий відвал добре впроваджується в ґрунт і виконує при необхідності розпушення ґрунту.

Підвищеною накопичувальною здатністю володіють відвали з виступаючим середнім ножем (рис. 17.27, г). За здатністю накопичувати і утримувати призму волочіння обладнання виступаючого середнього ножа аналогічно дії відкріпків до відвалів, але відрізняється великою міцністю і надійністю у роботі. Дослідження, проведені на експериментальних зразках у польових умовах, показали, що застосування виступаючого керованого ножа на бульдозерах забезпечує підвищення продуктивності на 10...30% і більше, зниження енергоємності процесу копання на 15...30 і металоємності обладнання на 10...15%, а також розширення області застосування бульдозерів за рахунок розробки більш міцних і підморожених ґрунтів IV-V категорії міцності.

Для переміщення ґрунту рекомендується використовувати відвали ківшевого типу і з двоножовою системою копання, передній ніж у яких винесений вперед з-під призми волочіння.

Ефективність обладнання може бути підвищена при створенні робочих органів з додатковими інтенсифікаторами. Розширення області застосування і покращення переміщення ґрунту вбік можуть бути досягнуті за рахунок установки перед відвалом шнека, стрічкового транспортера (реверсивного), роликів елементів і гнучкої лобової поверхні (рис. 17.27, д, е). Зниження опору ґрунтів різанню, копанню досягається також накладенням механічних коливань на ріжучий відвал, ніж і зуби (рис. 17.27, ж).

Істотний ефект досягається при оснащенні бульдозерів інтенсифікаторами, що забезпечують газове змащення поверхні відвала, що контактує з ґрунтом, і руйнування ґрунту ім-пульсним газовим потоком високого тиску. В першому випадку реалізується можливість копання ґрунту з великою товщиною стружки за рахунок зменшення сил тертя ґрунту по відвалі (рис. 17.27, з), у другому - руйнування і переміщення матеріалу енергією стиснутих газів.

Інтенсифікують бульдозерні роботи також за рахунок застосування більш ефективної технології виконання земляних робіт. Застосування траншейної схеми розробки дозволяє збільшити продуктивність на 15...20%. Підвищенню ефективності бульдозерних робіт сприяє агрегування бульдозерів, що полягає у здвоєній схемі копання і переміщення ґрунту (рис. 17.27, і).

Широко застосовується метод переміщення ґрунту з проміжним нагромадженням; переміщення ґрунту на 100 м можна виконати за один цикл. Якщо припустити втрати ґрунту на 100 м складають 1 м^3 , то з 2 м^3 ґрунт до місця відсіпання буде доставлений 1 м^3 . Використовуючи метод переміщення ґрунту на початку за чотири рейси на 50 м, а потім за три ще на 50 м, продуктивність бульдозера збільшиться до 30%.

Розробка мерзлих ґрунтів. Поширено способи розробки мерзлих ґрунтів, засновані на їхньому запобіганні від промерзання або за рахунок відтаювання. Відтаювання мерзлих ґрунтів здійснюється за допомогою використання електричної енергії, пари, води, а також вогневим способом. Для цих методів відтаювання характерні висока вартість, складність підготовчих робіт і значна тривалість самого процесу.

Конструкція машин для руйнування міцних і мерзлих ґрунтів залежить від прийнятого способу руйнування: механічного, газодинамічного, гідравлічного, електрофізичного або хімічного.

У будівництві одержав поширення механічний спосіб руйнування мерзлих і міцних ґрунтів, заснований на концентрованому впливі на ґрунт робочого інструмента



клиновидної форми під дією статичних або динамічних навантажень. Цей спосіб ефективний при виконанні великих обсягів земляних робіт. Руйнування мерзлих і міцних ґрунтів механічними способами здійснюється різними органами. Для цього використовуються: перекіс бульдозерного відвала; виступаючі на відвалі середні ножі, що дозволяють сконцентрувати зусилля впровадження на невеликій ділянці ножа; рухливі керовані середні ножі або рухливі середні частини відвалів; відвали, обладнані спеціальними кутовими ножами для кращого впровадження в ґрунт; робочі органи з накладенням на ріжучі зуби механічних коливань.

Ефективним пристроєм для руйнування мерзлих ґрунтів, встановленим на бульдозерному обладнанні є виступаючий середній ніж (ВСН) (рис. 17.28, з). При роботі бульдозера з ВСН поліпшується впровадження ножа в ґрунт, підвищується стійкість у процесі руху при копанні і покращуються умови набору призьми волочіння. Аналогічний ефект може бути отриманий при використанні складених відвалів з висувною середньою частиною, що забезпечує механічне регулювання висування кромки ріжучого центрального ножа, щодо основної ріжучої кромки, в залежності від властивостей розроблюваного ґрунту. Висування середньої частини ножа здійснюється гідроциліндрами керування, встановленими на тильній стороні відвала. Оптимальні умови копання досягаються при ширині виступаючого ножа 0,25...0,30 ширини відвала.

У ряді будівельних організацій *Московської, Горьковської, Ростовської областей, Криму, Казахстану і Узбекистану виготовлене і випробуване обладнання ВСН до відвалів бульдозерів ДЗ-29А (Д-535), ДЗ-42 (Д-606), ДЗ-53 (Д-686), ДЗ-54 (Д-687А). Испиту в різних кліматичних зонах на ґрунтах різної міцності показали, що застосування бульдозерів із ВСН підвищує технічну продуктивність на 15...30% при зниженні годинної витрати палива на 5...7%. Виготовлення ВСН здійснюється в умовах трестів, керувань механізації, дорожньо-будівельних керувань і пересувних механізованих колон, що мають ремонтно-механічні майстерні.

Установка спеціальних кутових ножів на бульдозерних відвалах при наявності перекосу також сприяє гарному впровадженню робочого органа у мерзлий і міцний ґрунт (рис. 17.28, с). У вітчизняній і закордонній практиці широко використовуються об'ємні кутові ножі (прямокутні, скошені, фігурні) і виконані з високоміцної сталі штампуванням або литтям. В умовах експлуатаційних організацій дорожнього будівництва виготовлення ножів можна здійснити куванням або зварюванням з поверхневим зміцненням. У трестах Дніпробуд-механізація, Дніпроспецескавація, Дніпроспецбуд при веденні дорожнього будівництва застосовуються розпушуючі зуби, змонтовані на бульдозерних відвалах. У залежності від напрямку руху базового трактора при розпушенні розрізняють зуби переднього і заднього розпушення. Зуби заднього розпушення забезпечують руйнування міцних і мерзлих ґрунтів при русі базового трактора заднім ходом. Продуктивність землерийних машин із зубами заднього розпушення може бути підвищена на 25...30% за рахунок холостого ходу базового трактора. У Миrowsком БУ тресту Дніпроспецескавація випробувана конструкція розпушувача, спроектована з урахуванням зміни міцності ґрунту по глибині масиву. При цьому зуб має змінний кут розпушення, що забезпечує руйнування найбільш міцної частини масиву ґрунту шляхом

* У книзі назви будівельних організацій, трестів і міністерств приведені на момент підготовки рукопису.

відриву (рис. 17.28, л). Передня грань нижньої частини стійки зуба нахилена до обрію під кутом 75°. Продуктивність таких розпушувачів зростає на 25...30%, при цьому знижуються динамічні навантаження на базову машину.

Становить інтерес конструкція розпушувального обладнання з регульованим кутом розпушення, впроваджувана на Челябінському заводі ім. Коллющенко (рис. 17.28, м). В міру зносу наконечника зуба за допомогою гідроциліндра керування можна підтримувати постійний кут розпушення. Такий розпушувач забезпечує фронт робіт для шести - восьми скреперів ДЗ-20 і двом екскаваторам ЭО-4121 (Э-652), а також може бути використаний

для підготовки корита під дорожню підставу. Активізація робочого органа розпушувача досягається за рахунок використання вібробуджувача, змонтованого на зубі. Привод вібробуджувача здійснюється від вала відбору потужності двигуна базового трактора.

Хороші результати були отримані при роботі гідро- і пневмомолотів, що дозволяють одержувати спрямований ударний імпульс, переданий на розроблювальний ґрунтовий масив (рис. 17.28, і).

У тресті Мосінжбудмеханізація № 1 кілька років експлуатується навісний екскаваторний розпушувач, що представляє собою пневмомолот конструкції ИГД-СО АН СРСР, з енергією удару 1000 Н і частотою 570 уд./хв. Молот має затискний пристрій для кріплення на ковші. Стиснене повітря до пневмомолота підводиться по гнучкому шлангу від компресора продуктивністю 10 м³/хв. При монтажі такого розпушувача на екскаватор не потрібні істотні переробки конструкції базової машини.

Зниження енергоємності розробки мерзлого ґрунту забезпечується робочими органами машин, що руйнують ґрунт при домінуванні деформації відриву, наприклад машин з гвинто-клиновим робочим органом активної дії (рис. 17.28, с). Конструкція розпушувачів мерзлих ґрунтів розроблена до тракторів «Беларусь», Т-100, екскаваторів ЭО-2621 та ін. Робочий орган складається зі штанги і гвинтової лопати з постійним кроком і заходной конічними і робочою циліндричними частинами. Він розташований між клинами і може вільно обертатися. Кут підйому гвинтової лопати робочого гвинта по довжині - змінний. Її нижня частина нахилена до обрію під кутом 60...70°; а верхня - 19...21° Конічна заходная частина лопати і великий кут нахилу її до обрію забезпечують порівняно легке впровадження робочого гвинта в ґрунт. Малий кут нахилу до обрію циліндричної частини лопати дозволяє створити макси-мальне осьове зусилля при загвинчуванні робочого гвинта в ґрунт. Привод робочого гвинта здійснюється від гідродвигуна з великим моментом, ввімкненого в гідросистему екскаватора або трактора через додаткову секцію розподільника. Аналогічну конструкцію має гвинто-клиновий робочий орган до трактора Т-100М (Т-130). Середня експлуатаційна продуктивність при тривалій роботі складає: при відколі в забій 30...40 м³/год, при розпушенні траншеї шириною 1 м і глибиною 1,5 м - 37,5 м³/год.

Підвищити ефективність розпушувального обладнання гвинтового типу можна, використовуючи енергію стиснутого газу. Відмінна риса такого обладнання полягає в тому, що воно впроваджується в ґрунт загвинчуванням, а руйнування ґрунту виробляється за рахунок енергії стиснутого газу (рис. 17.28, н). В результаті експериментальних досліджень рекомендуються наступні значення основних параметрів розпушувача: енергоємність процесу руйнування в середніх ґрунтових умовах 1700 до 1000 кдж/м³ (при $C_{y0}=120...160$), надлишковий тиск повітря 12,0...15,0 МПа, а в супіщаних ґрунтах - 4,0...16,0 МПа.

При великих обсягах робіт у визначених ґрунтових умовах ефективно можуть застосовуватися розпушувачі газодинамічної дії з впливом на ґрунт енергії стиснутого газу (рис. 17.28, р). Продуктивність такого розпушувача збільшується в 2...3 рази.

Освоєння континентального шельфу, розробка нафтових і родовищ інших корисних копалин на дні морів і океанів, реконструкція портів споруджень ставлять перед наукою і промисловістю задачі з розробки теоретичних основ і створенню спеціальної техніки для роботи в умовах занурення інструмента на значні глибини - 100, 1000 м і більше. Основною тенденцією сьогодення є створення спеціальних машин, апаратів і машин-роботів для роботи у воді в зануреному стані.

Підводна розробка ґрунтів. Одна з перших самохідних машин для підводної розробки ґрунту могла працювати на глибині до 7 м. Такий бульдозер-амфібія з гусеничним рушієм був обладнаний дизелем з турбонаддувом потужністю 150 кВт і моторним відділенням, закритим водонепроникним кожухом. Спеціальна вертикальна труба забезпечувала подачу повітря до двигуна при роботі під водою. Розробка ґрунту здійснювалася бульдозерним відвалом і розпушувачем, встановленими за традиційною

схемою. Відвал шириною 3,8 м був обладнаний відкрilками і захопленням грейферного типу. На підставі досвіду, накопиченого при створенні мілководних бульдозерів, розроблений підводний бульдозер потужністю 150 кВт з електроприводом для роботи на дні океанів при глибині до 60 м. Найбільш ефективний продуктивністю 35...160 м³/год такий підводний бульдозер може виконувати роботи, зв'язані з копанням і транспортуванням ґрунту при розробці котлованів, зведенні дамб, планувальних роботах під водою та ін. Варіанти застосування такого обладнання приведені на рис. 17.29.

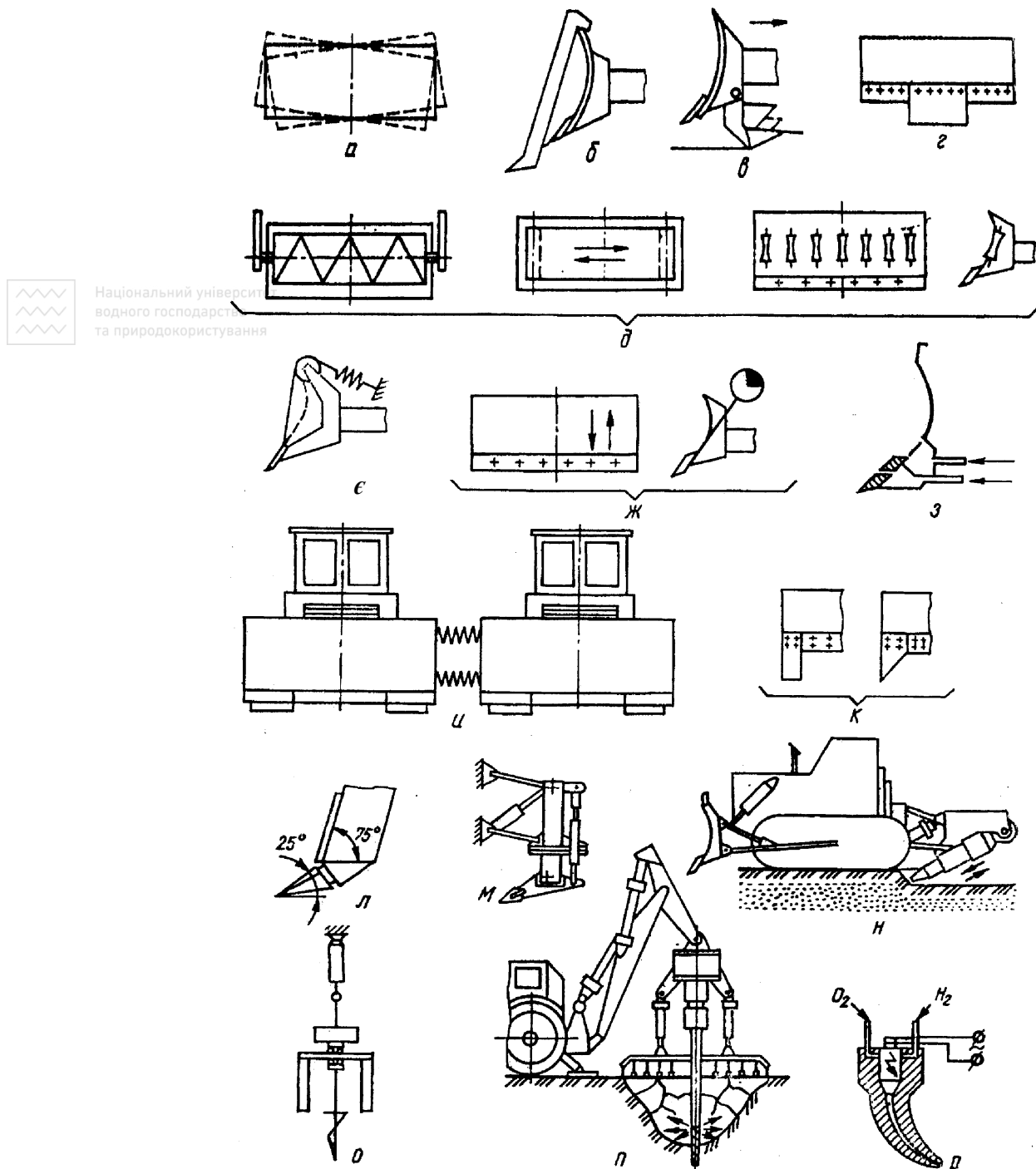


Рис. 17.28. Конструкції робочих органів землерийних машин підвищення ефективності копання та руйнування міцних і мерзлих ґрунтів

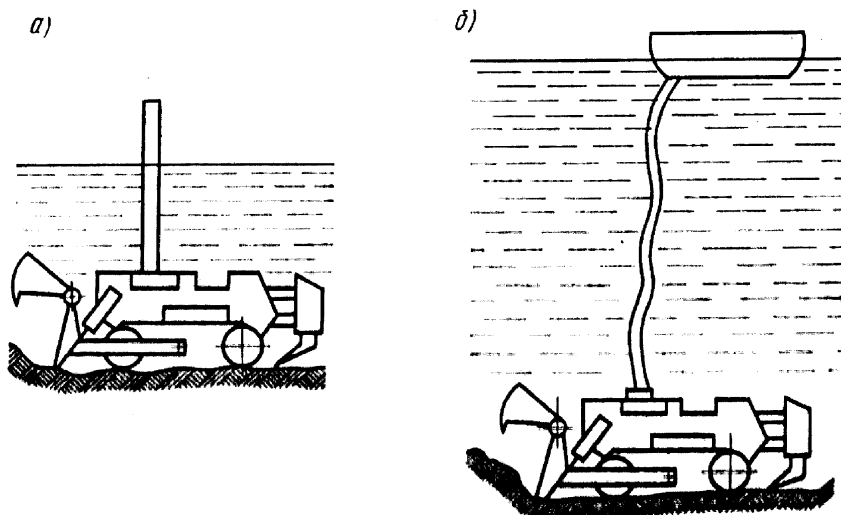


Рис. 17.29. Схеми робіт землерийної машини під водою:
а - на глибині до 6-7 м; б - на глибині не більше 20 м



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Робот для землерийних робіт під водою на глибині до 500 м створений на базі бульдозера-амфібії з дистанційним керуванням (рис. 17.30). Робот може використовуватися для риття траншей на дні моря і прокладки в них трубопроводів і кабелю. Землерийний машина-робот складається з: понтона; підводного робота; стріл-маніпуляторів з гідравлічним приводом, обладнаних захопленнями пристрою для буріння ґрунту, змонтованого в нижній частині рами і встановленого на восьми телескопічних опорах. Робот обладнаний телекамерами. При роботі під водою керування робочими механізмами і енергоживлення здійснюються дистанційно з понтона, на якому встановлена обчислювальна машина з програмним керуванням і монітор, що дозволяє стежити за виконанням усіх робочих операцій. Робот можна також використовувати і у наземних умовах, особливо при роботі на ухилах до 30°.

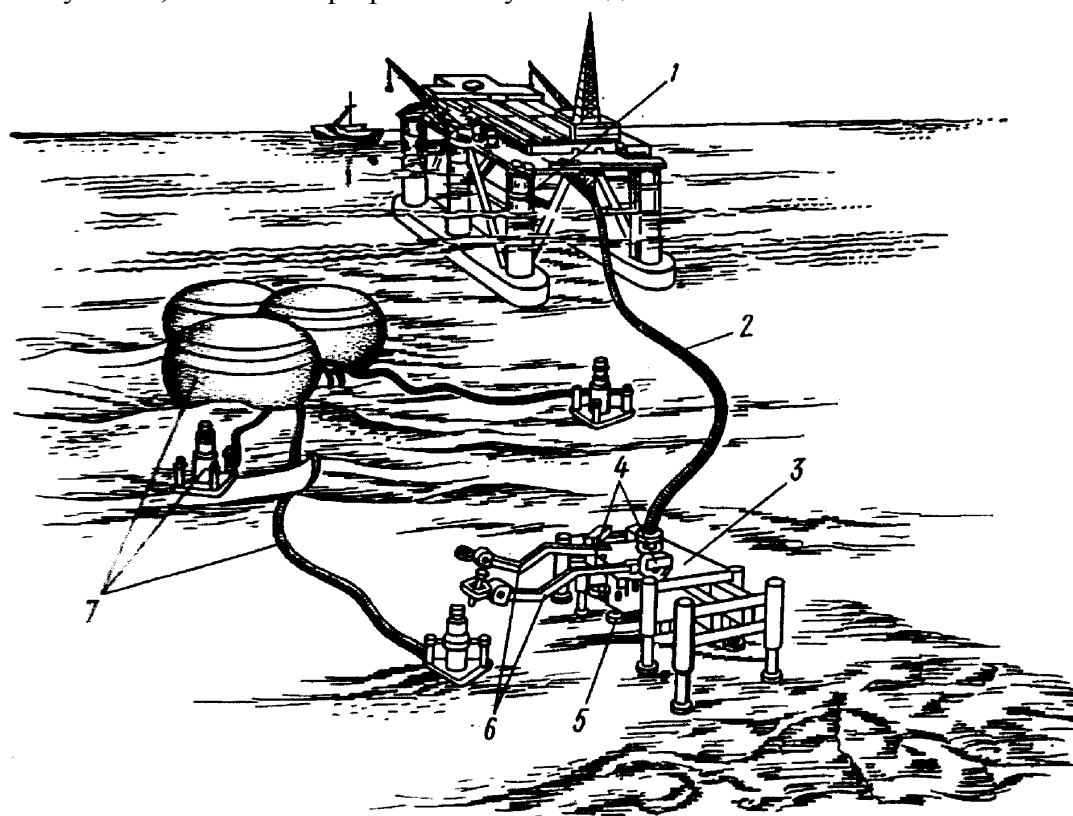


Рис. 17.30. Розташування землерийного робота і системи керування під водою:
1 - понтон; 2 - кабель; 3 - робот; 4 - телекамери; 5 - бурильне обладнання; 6 -

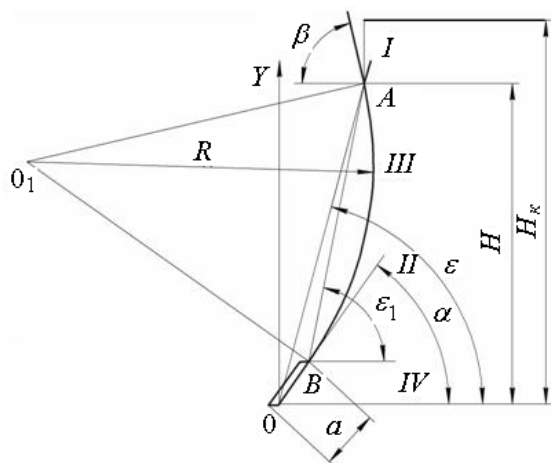
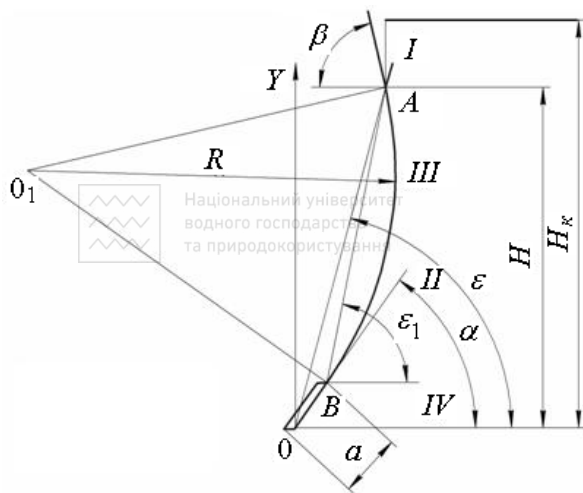


Рис. 17.13. Схема для визначення параметрів відвала бульдозера



ом; 7 - спеціальне обладнання
ли створення і вдосконалювання таких машин є: підвищення
ння робіт, точності операцій; зниження енергоємності і
ація і створення нового робочого і ходового обладнання;
вання машин такого типу та ін. Вирішити ряд наукових і
методами фізичного, математичного і комбінованого

Контрольні питання

Бульдозери з неповоротним і поворотним відвалами. Різні
я бульдозерів за номінальним тяговим зусиллям і потужністю

- дозерів.
- і продуктивність бульдозера.
- і бульдозерів, їх визначення.
- льної і мінімальної глибини різання.
- онструкції і розрахунок привода керування робочим
- жкових значень навантажень для перевірки міцності елементів
- них розрахункових положеннях.
- ефективності робочих процесів бульдозерів.
- их органів землерийних машин для руйнування міцних і
- землерийних робіт під водою.

18. АВТОГРЕЙДЕРИ

18.1. Загальні відомості

Автогрейдер - землерийно-транспортна машина з відвальним робочим органом для профілювальних і точних планувальних земляних робіт.

Кращою плануючою здатністю володіють тривісні автогрейдері у порівнянні з двовісними і довгобазові у порівнянні з короткобазовими. Висока якість і економічна ефективність планування досягаються при установці відвала для кожного проходу на рівні опорної по-верхні коліс.

Таким чином, автогрейдері можуть виконувати два види основних робіт: створення поперечного профілю лінійних ґрунтових споруд за рахунок переміщення в них ґрунту з резервів і планування ґрунту, як на лінійних спорудах, так і на майданчиках. Крім того, авто-грейдері застосовують для розподілу по поверхні сипких матеріалів і для їх перемішування.

У залежності від маси автогрейдері ділять на машини легкого, середнього і важкого типів (рис. 18.1). Довжина їх відвала відповідно рівна 3000, 3700 і 4200 мм, а потужність двигуна - від 66 до 150 і більше 150 кВт.



Національний науковий центр
водного господарства
та природокористування



Рис. 18.1. Класифікація автогрейдерів

Російський Держстандарт 11030-93 передбачає наступні типи автогрейдерів у залежності від потужності двигуна (табл. 18.1).

Таблиця 18.1

Автогрейдері відповідно до ГОСТ 11030-93

Клас	100	140	180	250
Потужність двигуна, кВт (кС)	66,2-88,2 (90-120)	88,9-117,6 (121-160)	118,4-147,0 (161-200)	Від 147,8 і більше (201 і більше)
Російські	ГС 10,01	ГС 14,02	ГС 18,04	ГС 25,00

автогрейдер	(ДЗ-201)	(ДЗ-122)	ГС 18,05	(ДЗ-98, ДЗ-198, ДЗ-298)
-------------	----------	----------	----------	-------------------------

Ходова частина автогрейдера може мати ведені і ведучі колеса. Ведучі колеса вільно обертаються на осях, сприймають частину сили тяжіння і використовуються як направляючі. Ведучим колесам крутний момент передається від двигуна. Взаємодіючи з опорною поверхнею, вони розвивають силу тяги, необхідну для подолання корисних і шкідливих опорів, що виникають при роботі автогрейдера.

Залежність між масою машини і потужністю двигуна характеризується енергонасиченістю, тобто потужністю, що доводиться на одиницю маси. За даними ведучих фірм світу, енергонасиченість повинна складати 8...8,5 Вт/кг і 10...10,5 Вт/кг для машин з колісною формулою $1 \times 2 \times 3$ і $1 \times 3 \times 3$. Цим величинам відповідає найбільший тяговий ККД машини.

Залежно від механізмів керування розрізняють автогрейдер з механічним, гідравлічним і змішаним керуванням.

Окрім основного робочого обладнання, автогрейдер звичайно оснащується додатковим обладнанням розпушувача, бульдозера, відвального снігоочисника та ін.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

18.2. Конструкції автогрейдерів

Автогрейдер - це самохідна, у більшості випадків, тривісна колісна машина (рис. 18.2-18.4).

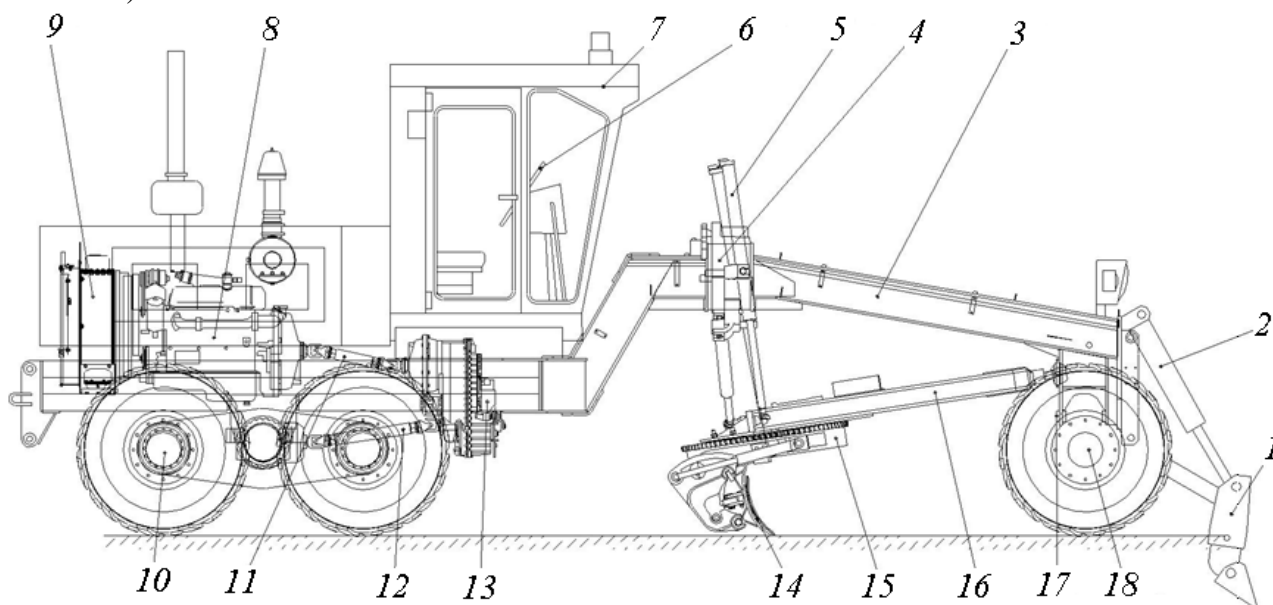


Рис. 18.2. Загальний вид автогрейдера:

1 - розпушувач; 2, 5 - гідроциліндри; 3 - основна рама; 4 - хомут; 6 - рульове колесо; 7 - кабіна; 8 - двигун; 9 - радіатор; 10 - задній міст; 11, 12 - карданні вали; 13 - коробка передач; 14 - відвал; 15 - поворотний круг; 16 - рама тягова; 17 - цапфа переднього моста; 18 - передній міст

Основна рама (рис. 18.5) виконана у вигляді зігнутої опуклістю вгору хребтової балки круглого або прямокутного перетину, перехідної у задній частині в плоску конструкцію підмоторної рами. На підмоторній рамі встановлений двигун, агрегати трансмісії, механізми керування і кабіна грейдера. Передньою частиною основна рама спирається за допомогою головки на передній міст. Шарнірний зв'язок рами з мостом дозволяє йому нахилитися щодо рами у вертикальній площині. У середній частині підмоторна рама спирається на задній міст, який виконується у вигляді двох балансирів шарнірно пов'язаних з основною рамою, тому ходові колеса можуть змінювати своє положення відповідно до нерівностей поверхні. По-кращуючи плануючу здатність машини. Залежно від колісної формули крутний момент передається від двигуна через

механічну або гідромеханічну трансмісію заднім (або всім) колесам.

У передній частині під основною рамою за допомогою універсального шарніра закріплена тягова рама, задня частина якої рухомо пов'язана з основною рамою правим і лівим механізмами підйому робочого органа і механізмом винесення тягової рами в бік. Роздільно дія механізмів підйому відвала керування забезпечує поворот тягової рами навколо поздовжньої осі, а одночасно – підйом або опускання її заднього кінця. Відповідно до цього змінюється і положення відвала, грейдера, прикріпленого до рами за допомогою поворотного круга.

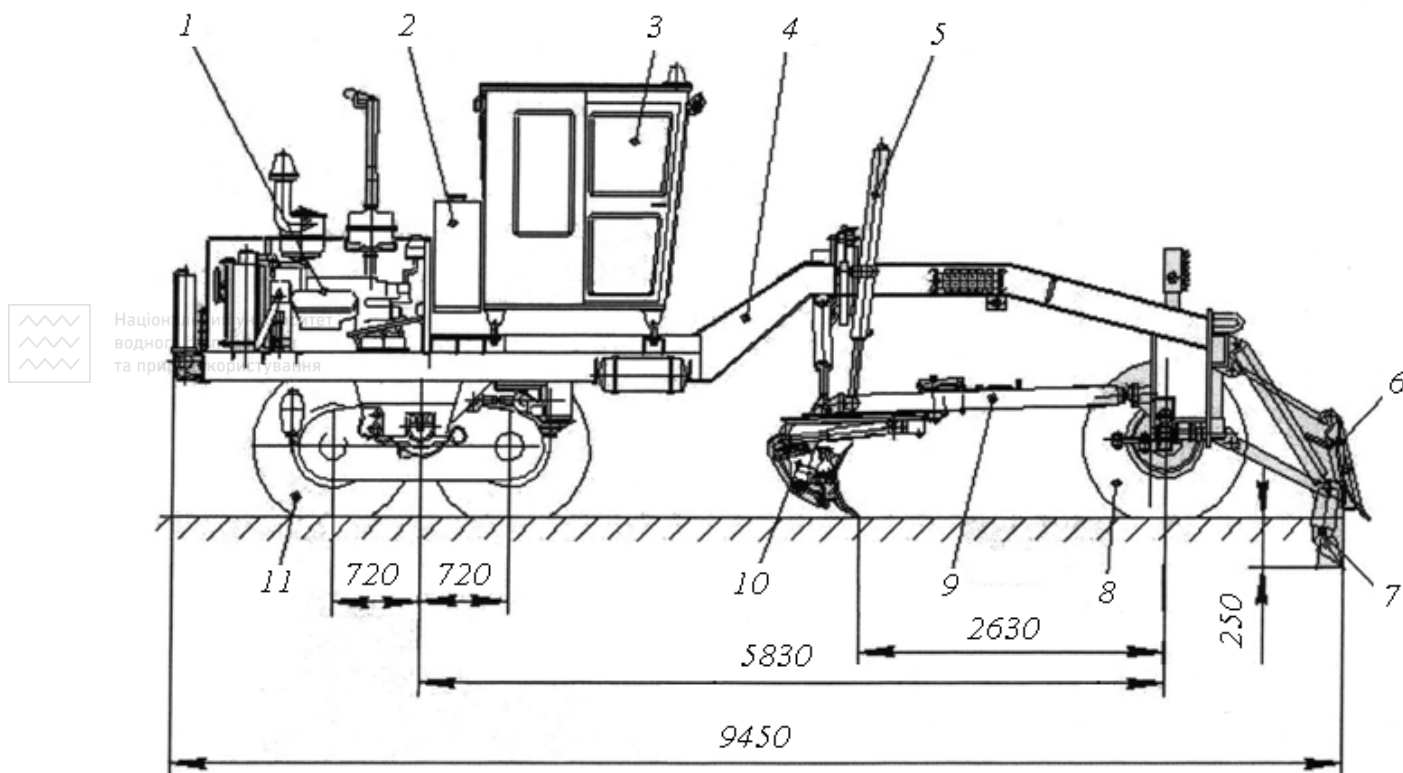


Рис. 18.3. Автогрейдер з колісною формулою 1х2х3:

1 - двигун; 2 - паливний бак; 3 - кабіна; 4 - рама; 5 - гідросистема; 6 - відвал бульдозера; 7 - розпушувач; 8 - передня вісь; 9 - тягова рама; 10 - відвал; 11 - задній візок

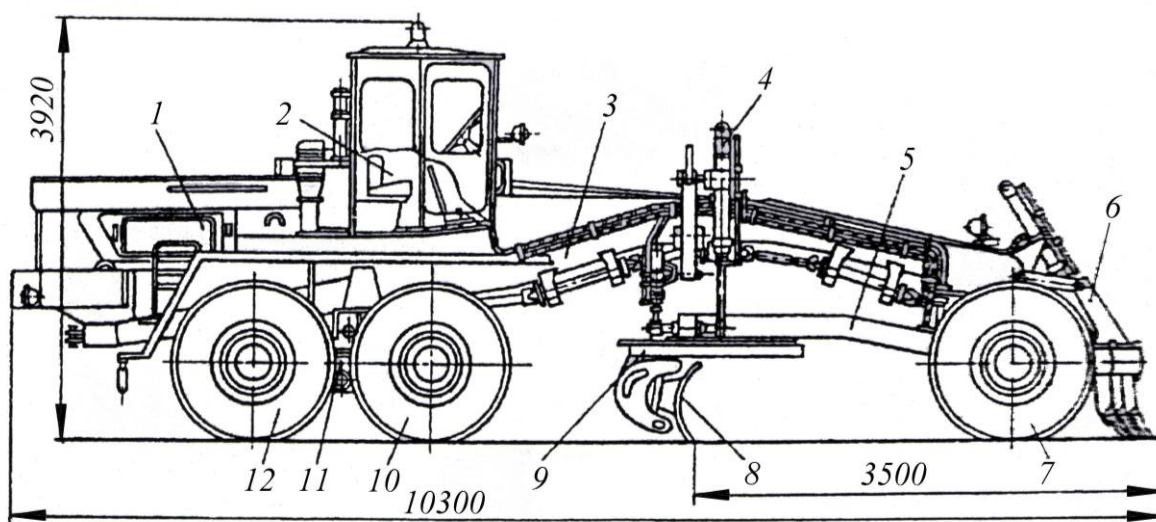


Рис. 18.4. Автогрейдер з колісною формулою 1х3х3:

1 - двигун; 2 - кабіна; 3 - рама; 4 - гідросистема; 5 - тягова рама; 6 - розпушувач; 7 - передній ведучий міст; 8 - відвал; 9 - поворотний круг; 10 - середній ведучий міст; 11 - підвіска мостів; 12 - задній ведучий міст

Різні за своєю будовою і параметрами автогрейдери споряджені однаковою формою і принципом дії робочим органом (рис. 18.6) у вигляді вузького і криволінійного у поперечному перетині відвала, прикріпленого до поворотного круга, встановленого на тяговій рамі, яка універсальним шарніром з'єднана з основною рамою машини. За

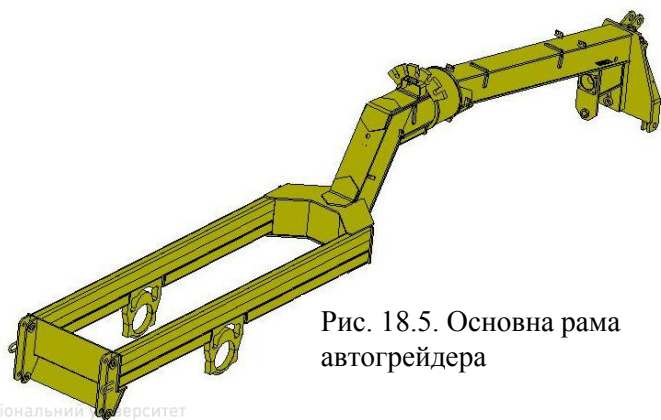


Рис. 18.5. Основна рама автогрейдера

допомогою механізмів керування і монтажних перестановок відвала можна додавати різні положення в просторі.

Конструкція відвала є жорсткою балкою коробчастого перетину, що складається із зігнутого по радіусу основного листа, посиленого із задньої сторони коробкою. Вздовж передньої нижньої кромки і по торцях до відвала прикріплюються ножі, що мають звичайно двохстороннє заточування. Це дозволяє перевертати їх після зносу однієї з ріжучих

кромок. По торцях відвала передбачається можливість установки подовжувачів і відкосів.

Широке застосування знаходять мікропроцесорні системи керування машиною і діагностика її стану, що полегшує працю оператора і що підвищують продуктивність машини. Це дозволяє вести безперервне спостереження за основними параметрами стану машини.

Робоче обладнання автогрейдерів.

Сучасні автогрейдери мають повноповоротний основний відвал, що забезпечує роботу машини човниковими ходами. Параметри відвала залишаються для даного типорозміру машини практично незмінними, проте його конструкція постійно удосконалюється: змінюються спосіб кріплення ножів, їх форма, матеріал та ін.

Розроблена універсальна система кріплення ножів автогрейдера (рис. 18.7). Система

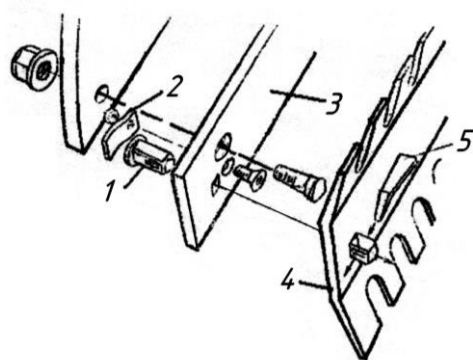


Рис. 18.7. Схема кріплення ножа автогрейдера:

1 - стрижень; 2 - кріпильна пластина; 3 - монтажна пластина; 4 - ніж; 5 - клин

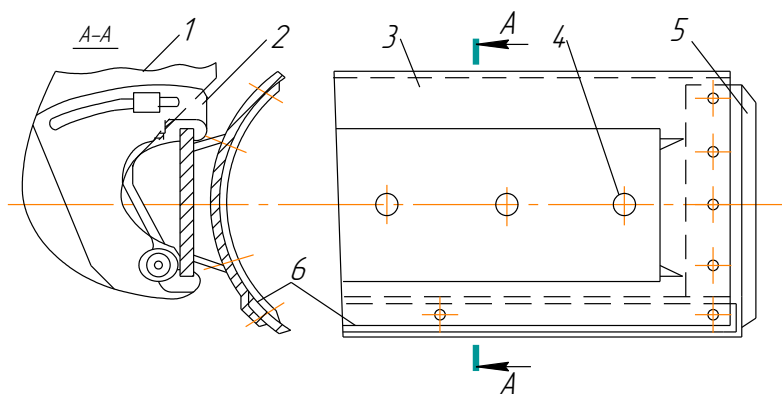


Рис. 18.6. Відвал автогрейдера:

1 - кронштейн поворотного круга; 2 - кронштейн відвала; 3 - відвал; 4 - отвір для фіксації відвала при його поздовжній перестановці; 5 - ніж торця відвала; 6 - основний ніж відвала

має монтажну пластину 3, що кріпиться болтами до відвала, в яку вставляються і закріплюються кріпильною пластиною 2 стрижні 1 з головкою і прямокутним отвором. На ці стрижні надівається ніж 4 за допомогою клинів 5, що входять у прорізи стрижнів 1, закріплюється на монтажній плиті. Клинове з'єднання з різними параметрами дозволяє закріплювати ножі різної товщини. Така конструкція забезпечує швидку і зручну заміну і перестановку ножів, що дозволяє їх використовувати з більшою ефективністю через можливість роботи ножа з двох сторін.

Наявність на відвалі нижньої монтажної пластини усуває небезпеку його пошкодження. Пропонується ряд типорозмірів ножів з гребінкою, які служать для очищення снігу, розрівнювання гравію, щебеню та інших будівельних матеріалів.

Матеріал ножів автогрейдерів повинен мати високу міцність і опір руйнуванню під дією ударних навантажень, достатню ударну в'язкість і високу зносостійкість при роботі у абразивному середовищі. Крім того, матеріал ножа повинен володіти доброю термостійкістю, оскільки у його робочій зоні може виникнути локальний нагрів до температури 500...600°C. Ведучі фірми застосовують для виготовлення ножів сталі з низьким змістом вуглецю і невеликими добавками хрому, молібдену та інших елементів, наприклад сталі типу 28ХГМ або 30ХГС2МД. Аналіз фізико-механічних властивостей сталей, які застосовуються зарубіжними фірмами для виготовлення ріжучих елементів, показує, що сталі типу 28ХГМ володіють більш високими (майже в 2 рази) механічними властивостями, ніж сталь 65Г, що використовується на вітчизняних автогрейдерів. Пройшли випробування і готуються до виробництва ножі автогрейдерів, виготовлені із сталі типу 36Г2СР, які володіють більшою зносостійкістю у порівнянні з традиційними із сталі 65Г. Параметри і форма таких ножів відповідають міжнародному стандарту ISO 7129-89. Це забезпечить їх взаємозамінність з ножами іноземних фірм.

Розроблений новий вид зносостійких матеріалів на основі композиційного матеріалу - карбідочавуну. Термін служби елементів відвалів автогрейдерів, що піддаються зносу підвищується в цьому випадку в 5...10 разів в порівнянні з традиційними легованими сталями.

Новим у розвитку конструкції грейдерного відвала є використання відвала регульованої довжини (рис. 18.8). Він значно розширює функціональні можливості автогрейдера.

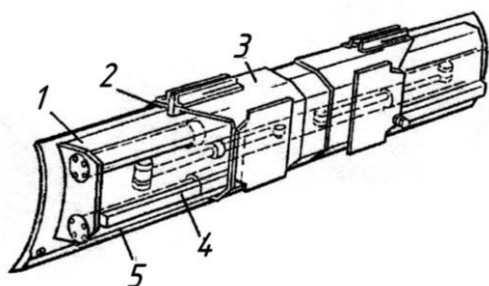


Рис. 18.8. Відвал автогрейдера регульованої довжини:

1 - ковзаючий (висувний) відвал; 2, 4 - відповідно верхня і нижня напрямні; 3 - основний відвал; 5 - ріжуча кромка ножа

До теперішнього часу технологічна необхідність у різній довжині відвала розв'язувалася шляхом заміни відвала на вимогу споживача або використання машин різних типорозмірів. Нова конструкція відвала дозволяє у багатьох випадках використовувати машину одного типорозміру, що розширює її технологічні можливості і підвищує продуктивність.

Технологічні можливості автогрейдера з регульованою довжиною відвала: мінімальна довжина – копання природного ґрунту, ремонт неасфальтованих доріг, очищення доріг від снігу, що злежався; середня - розподіл і розрівнювання дорожніх матеріалів, різання і планування, видалення

снігу з доріг; максимальна - заключні планувальні операції, видалення снігу з відкритих ділянок.

Відвал з регульованою довжиною складається з основного відвала 3, розташованого у центрі, і рухомих зліва і справа двох секцій 1, що переміщуються по направляючих 2 і 4 за допомогою гідроциліндрів. Основні параметри регульованих відвалів, встановлюваних на трьох типорозмірах японських автогрейдерів, приведені в табл. 18.2.

Таблиця 18.2

Основні параметри регульованих відвалів

Параметр	Автогрейдери фірми «Комацу»		
	ОБ 300А-І	ОБ 495А-1	ОБ5 05А-2
Діапазон зміни довжини відвала, мм	230 0-3100	260 0-3700	290 0-4000

Діапазон зміни питомого навантаження, кН/м	14, 20-20,00	14, 60-20,79	16,0 4-22,12
Максимальне висунення відвала вліво/вправо, мм	750 /520	990 /1040	141 5/1355
Маса відвала, кг	789	936	112 4

Вживана гідравлічна схема керування гідроциліндрами дозволяє здійснити всі необхідні зміни довжини відвала: висунення тільки лівої або правої частини, їх одночасне висунення або зменшення довжини до мінімуму.

Крім широко поширених і відомих видів змінного робочого обладнання автогрейдерів, таких, як бульдозер і розпушувач-кирковщик, велике розповсюдження отримало змінне робоче обладнання для прибирання снігу.

Основним видом обладнання для снігоочищення є двовідвальний плуговий снігоочисник. Останній за допомогою швидкоз'ємного з'єднання кріпиться на паралелограмній гідрофікованій підвісці у передній частині машини і випускається в різних модифікаціях залежно від типорозміру автогрейдера з шириною захоплення від 3 до 3,7 м і відповідно масою 0,66...1 т.

Для важких сніжних умов випускають також додатковий виносний відвал, закріплюваний на жорстких розкосах і розтяжках. Дане обладнання випускається у двох модифікаціях - довжиною 3,6 і 4,2 м і масою близько 1,5 т. Цей відвал може встановлюватися як з одного, так і з обох боків машини і використовуватися з двовідвальним плуговим снігоочисником і з основним відвалом автогрейдера.

Коли виносний відвал вмонтовується у передній частині (за плуговим снігоочисником), він забезпечує добру видимість і зменшує навантаження на задні колеса, а також сприяє кращій стійкості автогрейдера. Можливо також заднє кріплення додаткового відвала, коли він вмонтовується у одну лінію з основним відвалом.

При невеликих об'ємах робіт по очищенню снігу рекомендують застосовувати спеціальний бульдозерний відвал, підвішуваний на паралелограмній підвісці із змінним кутом установки в плані.

Кріплення відвала до кронштейнів поворотного круга (рис. 18.9) забезпечує перестановку його для несиметричного розташування щодо осі поворотного круга і регулювання кута різання.

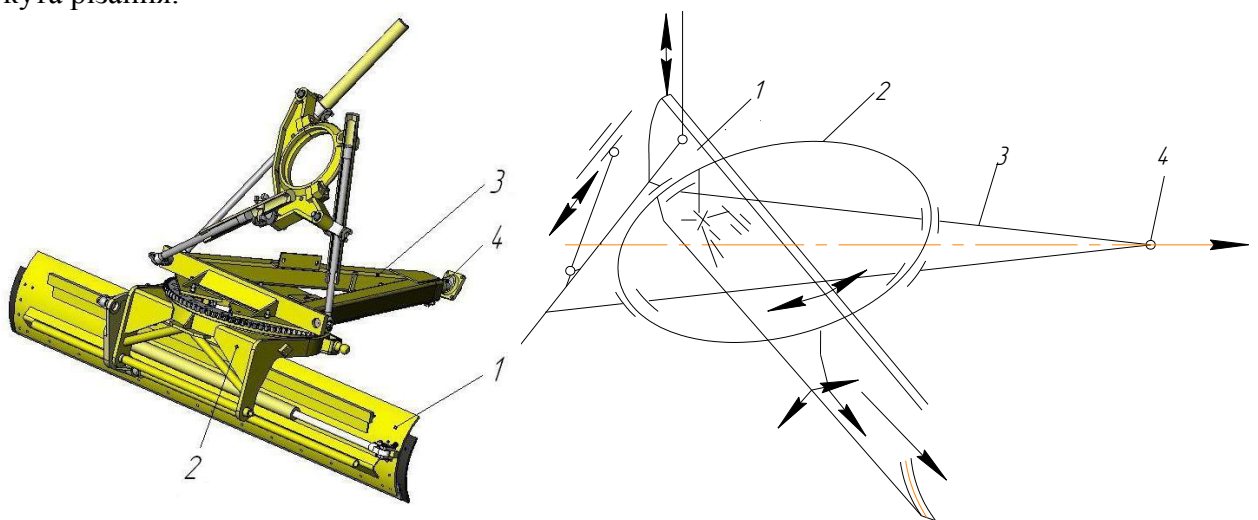


Рис. 18.9. Принципова схема кріплення робочого органа автогрейдера:
1 - відвал; 2 - кронштейни поворотного круга; 3 - тягова рама; 4 - шарнір

18.3. Особливості робочого процесу і взаємодії робочого органа з ґрунтом

Робочий процес автогрейдера полягає у поперечному по відношенню до напрямку його руху переміщення ґрунту. Ґрунт, що зрізається, піднімається по поверхні відвала і, обсипаючись на поверхню призми перед відвалом, переміщується вздовж нього, утворюючи в кінці відвала бічний валик. Якщо відвал підведений над поверхнею масиву однією стороною, ґрунт укладається під відвалом клиновидним шаром.

Встановлений на постійній висоті відвал при русі автогрейдера зрізує виступи, що зустрічаються на шляху, і цим ґрунтом засипається поглиблення на поверхні. З кожним по-дальшим проходом поверхня стає все більш рівною. Плануюча здатність автогрейдера пояснюється тим, що розташований між передніми і задніми колесами відвал при наїзді на нерівності одержує менше вертикальне переміщення, ніж відповідне вертикальне переміщення коліс. У результаті з кожним подальшим проходом нерівності автоматично ліквідуються, а поверхня вирівнюється.

Робочий процес автогрейдера полягає у зрізуванні і поперечному переміщенні ґрунту робочим органом, розташованим під кутом до напрямку руху машини. Враховуючи ґрунт однорідним сипким середовищем, розглянемо характер його руху перед робочим органом автогрейдера.

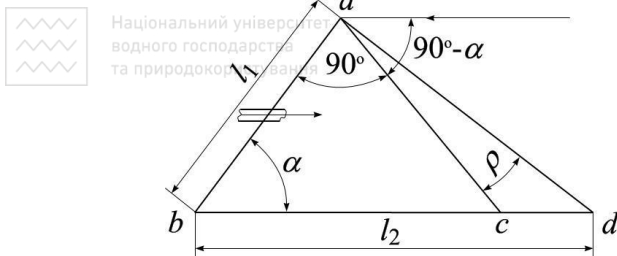


Рис.18.10. Схема руху частинки ґрунту перед відвалом грейдера: l_1 - довжина відвала грейдера; α - кут установки відвала по відношенню до напрямку грейдера; l_2 - шлях грейдера, за який ґрунтова частинка зміститься за межі відвала

Якщо нехтувати силами тертя, то траєкторії частинок ґрунту можна вважати лежачими у вертикальній площині, що проходить через точки a і c під кутом $90^\circ - \alpha$ до напрямку руху машини (рис. 18.10). Тоді частинка ґрунту, що потрапила на відвал в точці a , повинна зійти з нього в точці c . У результаті тертя траєкторії частинки відхиляються на кут ρ , і частинка виявляється за межами відвала тільки у точці d .

Швидкість переміщення ґрунтової призми вздовж відвала

$$g_{np} = g_{ep} \frac{l_1}{l_2}, \quad (18.1)$$

де g_{ep} - швидкість руху грейдера.

Підставляючи у цей вираз значення l_1 яке визначається з косокутного трикутника abd , отримаємо

$$g_{np} = g_{ep} \frac{\sin(90^\circ - \alpha - \rho)}{\sin(90^\circ + \rho)}, \quad (18.2)$$

або після перетворень

$$g_{np} = g_{ep} (\cos \alpha - \tan \rho \cdot \sin \alpha). \quad (18.3)$$

Знаючи швидкість переміщення ґрунту вздовж відвала і поперечний переріз призми волочіння, можна визначити кількість ґрунту переміщеного грейдером.

Перетин призми волочіння прийнято умовно вважати трикутним; тоді його площа

$$F_{np.max} = \frac{1}{2} H^2 \tan \alpha \tan \rho K_{зан}, \quad (18.4)$$

де: H - висота відвала; ρ - кут природного укосу ґрунту в русі; $K_{зан}$ - коефіцієнт накопичення ґрунту перед відвалом.

Максимальний об'єм ґрунту, який переміщується відвалом за одиницю часу, тобто пропускна спроможність відвала визначається за формулою

$$P_{відк} = F_{np.max} \cdot g_{np}. \quad (18.5)$$

Максимальна пропускна спроможність відвала грейдера буде забезпечена при мінімальних кутах захоплення. Перетин потоку ґрунту, що проходить по відвалу, повинен бути рівним перетину потоку того ґрунту, що поступає на відвал:

$$F_{зр} = \frac{K_{зан} K_n}{2} H^2 \cdot ctg \varphi (\cos \alpha - tg \rho \cdot \sin \alpha), \quad (18.6)$$

де K_n - коефіцієнт, що враховує розпушення ґрунту і його втрати при переміщенні.

Ґрунт переміщується поперек руху грейдера на відстань

$$l = L \sin \alpha, \quad (18.7)$$

де L - довжина відвала.

Цього переміщення частіше всього недостатньо для укладання ґрунту в тіло споруди. Тому кожний зріз ґрунту повинен супроводжуватися декількома проходами по переміщенню ґрунту, що зрізується, на необхідну відстань для укладання його на задане місце.

Мінімальна кількість проходів по переміщенню ґрунту, що зрізується, відповідає установці відвала на той же кут захоплення, що і при зрізуванні ґрунту, оскільки при цьому уз-годжується об'єм ґрунту, що зрізується з пропускною спроможністю відвала при його переміщенні, а втрата подальшого переміщення може бути компенсована установкою подовжувачів відвала.

18.4. Продуктивність

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Продуктивність автогрейдера на основному виді робіт - профілювання земляного полотна залежить від розмірів його поперечного профілю і параметрів автогрейдера. Вимірюється вона у метрах за зміну і може бути визначена за формулою

$$\Pi = 60 t_{зм} \frac{K_g L}{T}, \quad (18.8)$$

де: $t_{зм}$ - число робочих годин у зміні; K_g - коефіцієнт використання робочого часу; T - час, хвилин, необхідний для спорудження ділянки завдовжки L , м:

$$T = 2L \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{g_i} + 2nt_{нов}, \quad (18.9)$$

де: n_i - число проходів, що виконуються на відповідних передачах коробки зміни передач автогрейдера; g_i - швидкість на відповідних передачах; n - загальне число проходів; $t_{нов}$ - час на розворот автогрейдера в кінці ділянки (або на розворот відвала для руху у зворотний бік).

Число проходів найпростіше визначити по схемі зведення земляної споруди. Для цього викреслюється поперечний профіль споруди, встановлюється послідовність розробки кювету (або резерву) і укладання ґрунту в споруду.

Число проходів при розробці резерву орієнтовно знаходиться за площею його поперечного перетину

$$n_{cp} = \frac{F_{рез}}{F_{зр}}, \quad (18.10)$$

де: $F_{рез}$ - площа поперечного перетину резерву; $F_{зр}$ - максимальний перетин зрізу ґрунту, який визначається пропускною спроможністю грейдера. Фактичне число проходів при розробці ґрунту звичайно на 15...20% вище розрахункового.

Число проходів по переміщенню ґрунту визначається за середньою дальністю переміщення. Швидкості проходів для зрізання і переміщення ґрунту вибираються за тяговими зусиллями автогрейдера і виникаючих опорах. Звичайно проходи по зрізуванню ґрунту виконуються на першій передачі, а проходи по переміщенню - на другій або третій. Час на розворот в кінці ділянки вибирається також залежно від дорожніх умов і коливається у межах 1...1,5 хв.

Окрім проходів для зрізування і переміщення ґрунту, при влаштуванні насипів і обробці виїмок доводиться ще виконувати ряд проходів для обробки споруди, який рівний 20...30% загального числа проходів по зрізуванню і переміщенню ґрунту. Обробні проходи, як правило, виконуються на першій передачі.

Довжина робочої ділянки вибирається за конкретними дорожніми умовами (наявність штучних споруд, постійність поперечних перетинів земляної споруди та ін.). Найбільш до-цільна довжина ділянки (не менше 1 км) визначається відстанню між трубами, мостами або поперечним профілем дороги.

18.5. Вибір та розрахунок основних параметрів автогрейдерів

Параметри автогрейдерів регламентовані ГОСТ 9420-79 (табл. 18.3). Намітилися наступні тенденції удосконалення цих машин: інтенсифікація робочого процесу шляхом оснащення відвалів транспортуючими пристроями (шнеки, ролики) і застосування газового змащення; підвищення маневреності машин у результаті використання шарнірно зчленованої рами; автоматизація окремих елементів процесу керування.

Після аналізу патентно-технічної інформації у проекті даються обґрунтування загальної конструктивної схеми проектованої машини і короткий опис її будови. Зокрема, необхідно обґрунтувати прийняту колісну формулу; конструкцію основної і тягової рам, тип трансмісії і рушія; тип відвала, наявність пристроїв для інтенсифікації робочого процесу, види змінного обладнання; схеми підвіски задніх коліс, наявність нахилу передніх коліс, тип привода керування. Варто дати характеристику привода керування основним робочим органом. Потрібно довести доцільність автоматичного керування і пояснити схему такої системи. Опис повинен супроводжуватися схематичними зображеннями автогрейдера і його окремих систем.

ТАБЛИЦЯ 18.3

Основні параметри автогрейдерів

Параметри	Норми для типів*		
	I	II	III
Маса автогрейдера, т	9	13	19
Максимальна потужність, кВт/т.	7,36...11		
Висота відвала з ножем, мм	500...600	600...700	700...800
Довжина відвала без подовжувача, мм	3000...3700	3600...4300	
Швидкість руху, км/год.:			
Вперед: найменша, не більше	4,0		
найбільша, не менше	35,0		
Назад: найменша, не більше	5,5		
найбільша, не менше	15,0		
Висота підйому відвала у транспортному положенні, мм, не менше	300	350	400
Кут різання (регульований), що замірюється при установці грейдерного відвала на опорній поверхні	Від 30° (не більше) до 70° (не менше)		
Бічний винос грейдерного відвала у обидва боки щодо тягової рами, мм, не менше	700	800	800
Опускання грейдерного відвала нижче опорної поверхні, мм, не менше	200	250	350

* I - легкі, II - середні, III - важкі.

Головний параметр автогрейдера - його сила тяжіння G (кН) - можна визначити за заданою площею поперечного перерізу S кювету автодороги і необхідному для створення профілю земляного полотна числу проходів n

$$G = \frac{mSK}{\psi \varphi_{34} n}, \quad (18.11)$$

де: m - коефіцієнт, що враховує нерівномірність перерізів стружки при послідовних проходах, $m=1,25\ldots1,35$; S - площа перерізу трикутного кювету; $S = 2,25 \cdot h^2$, де h - глибина кювету (0,3...0,8 м); K - питомий опір ґрунту різанню, $K=200\ldots240$ кПа; ψ - коефіцієнт, що враховує колісну формулу, $\psi=0,7$ при формулі 1х2х3 і $\psi=1$ для машин з усіма ведучими колесами; $\varphi_{зч}$ - коефіцієнт зчеплення при буксуванні 18...22%; $\varphi_{зч}=0,45\ldots0,55$; n - число проходів при будівництві земляного полотна в нульових відмітках, для ґрунтів категорії II $n=4\ldots6$.

Потужність двигуна (кВт), необхідна для копання,

$$N = \frac{G \cdot \vartheta_{\phi}}{3,6 \xi \eta} \cdot \left[\psi \varphi_{зч} + (\varphi_{зч} + f) \cdot \frac{\delta}{1 - \delta} \cdot \psi + f \right], \quad (18.12)$$

де: ϑ_{ϕ} - фактична швидкість переміщення машини, $\vartheta_{\phi}=3,0\ldots4,5$ км/год; δ - коефіцієнт буксування, $\delta=0,18\ldots0,22$; f - коефіцієнт опору кочення, $f=0,07\ldots0,1$; ξ - коефіцієнт, що враховує зменшення потужності двигуна в умовах несталого навантаження, для механічної трансмісії $\xi=0,88\ldots0,9$, гідродинамічної - $\xi=1,0$; η - ККД трансмісії, $\eta=0,83\ldots0,86$ для механічної трансмісії і $\eta=0,73\ldots0,76$ для гідродинамічної.

Потужність двигуна, яка визначається для транспортного режиму

$$N = \frac{G f \vartheta_{\max}}{3,6 \eta}, \quad (18.13)$$

де ϑ_{\max} - задана максимальна швидкість руху автогрейдера, яка становить 35...50 км/год. Коефіцієнт опору коченню у формулі необхідно приймати для випадку руху автогрейдера по твердому шляху, тобто рівним 0.04...0.045. За більшим з отриманих значень потужності підбирають двигун.

Довжина відвала (м) розраховується за формулою

$$B = (0,7\ldots0,76) \cdot \sqrt{m_a} + 1,2, \quad (18.14)$$

де m_a - маса автогрейдера, т. Висота відвала

$$H = 0,2B - 0,12. \quad (18.15)$$

Інші параметри, що характеризують профіль відвала, вибираються відповідно до рекомендацій стосовно до бульдозера з поворотним відвалом.

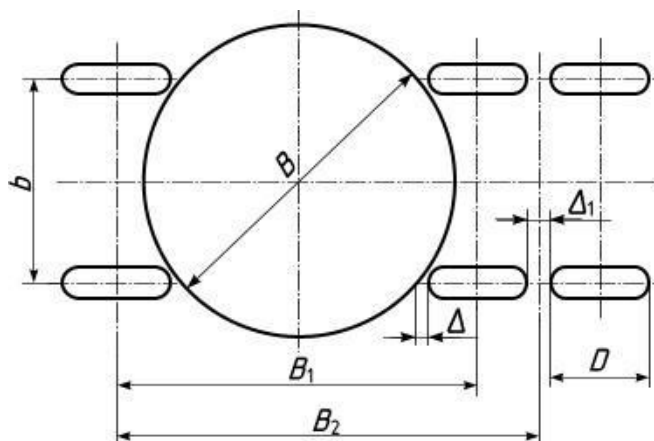


Рис. 18.11. Ходове обладнання автогрейдера

База автогрейдера вибирається з умови можливості розвороту відвала (рис. 18.11):

$$B_2 = B_1 + 0,5D + 0,5\Delta_1. \quad (18.16)$$

База двоосьового автогрейдера

$$B_1 = D + \sqrt{B^2 - b^2} + 2\Delta, \quad (18.17)$$

де: D - зовнішній діаметр шини; B - довжина відвала; b - колія автогрейдера; Δ - мінімальний зазор між відвалом і шиною, $\Delta=50\ldots60$ мм. Колія автогрейдера розраховується за формулою

$$b = (0,86\ldots0,87) \sqrt{m_a}. \quad (18.18)$$

Розміри шин підбирають за статичними навантаженнями на колесо. Навантаження на колесо переднього моста двовісної машини можуть бути до $0,2G$, тривісної - до $0,15G$ на заднє колесо двовісної машини - $(0,3\ldots0,35)G$, на колесо середнього і заднього мостів тривісних машин - $(0,17\ldots0,2)G$.

18.6. Розрахунок виконавчих механізмів автогрейдера

Порядок розрахунку механізмів керування робочим органом автогрейдера зводиться до наступного: вибирається тип привода керування складається його орієнтовна кінематична схема, відповідно до розрахункових положень викреслюються у масштабі механізми і приводи керування ними, знаходяться зусилля, що діють на кожен механізм, вибираються виконавчі швидкості руху, визначається потужність привода кожного механізму, його загальне передаточне число, оцінюються можливості сполучення операцій при керуванні машиною та визначається загальна (сумарна) потужність привода керування, уточнюється кінематична схема механізму.

Механізм підйому відвала розраховується виходячи з таких передумов. Робочий хід механізму підйому повинен забезпечувати задану глибину копання, можливість повного виглиблення відвала і задовольняти умовам прохідності автогрейдера у транспортному положенні. Зусилля підйому визначається відповідно до розрахункової схеми, показаної на рис. 18.12:

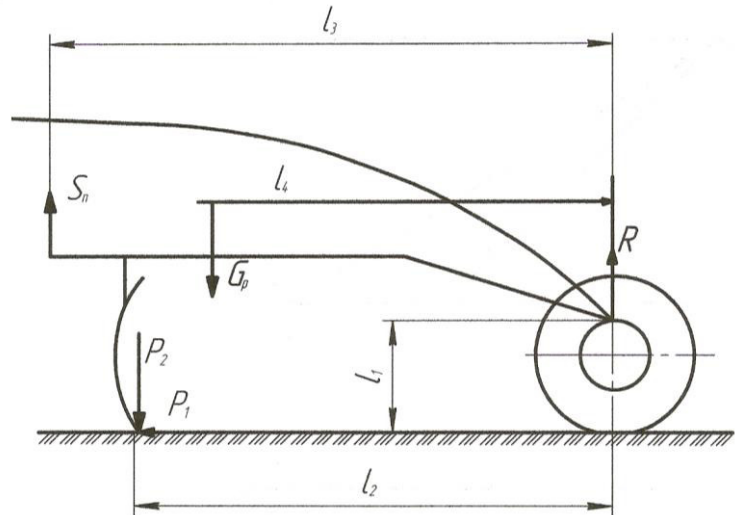


Рис. 18.12. Зусилля підйому тягової рами автогрейдера

$$S_n = \frac{P_2 l_2 + G_p l_4 - P_1 l_1}{l_3}. \quad (18.19)$$

Вважається, що у цьому випадку автогрейдер реалізує повне зусилля тяги по зчепленню. Тоді

$$\begin{aligned} P_1 &= \psi \varphi_{зч} G; \\ P_2 &= (0,3 \dots 0,5) P_1. \end{aligned} \quad (18.20)$$

Положення центра сили тяжіння обладнання, що піднімається, приймається орієнтовно на відстані $l_4 \approx (0,75 \dots 0,85) l_2$, сила тяжіння G береться за прототипом. Зусилля S'_n повинен розвивати кожний із двох механізмів підйому відвала.

Механізм підйому повинен забезпечувати також зусилля заглиблення S'_n достатнє для того, щоб підняти передні колеса автогрейдера над опорною поверхнею

$$S'_n = \frac{Ga}{B_2 - l_2} \cdot \frac{l_2}{l_3} - G_p \cdot \frac{l_4}{l_3}, \quad (18.21)$$

де a - відстань від центра сили тяжіння до задньої осі двовісного або до осі балансірів заднього моста тривісного автогрейдера.

Привод розраховується по більшому з обчислених зусиль, причому зусилля S'_n забезпечується обома механізмами підйому. Потужність привода механізму N_n знаходиться, за формулою

$$N_n = \frac{S_n g_n}{\eta}, \text{ кВт.} \quad (18.22)$$

Швидкість підйому відвала приймається рівно $0,09 \dots 0,18$ м/с. Механізм повороту відвала розраховується для двох положень. У першому з них відвал виглиблений і максимально зміщений від осі обертання, автогрейдер розташований на максимальному поперечному ухилі $\alpha_{ухил}$. При повороті переборюються моменти опору, обумовлені тертям

у напрямних, підйомом обертових деталей, інерцією при рушанні з місця. Розрахункова схема дана на рис. 18.13. Момент опору повороту (кНм) в цьому випадку:

$$M_{нов} = \sum G \mu r_m + \sum Gr \cdot \sin \alpha_{max} + J \cdot \omega / t_p, \quad (18.23)$$

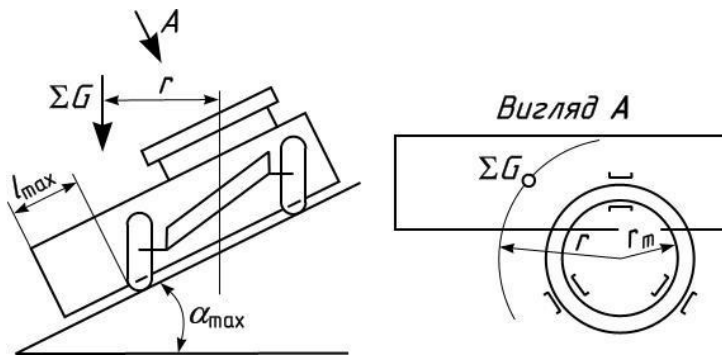


Рис. 18.13. Схема для розрахунку механізму повороту відвала автогрейдера

де: $\sum G$ - сила тяжіння обертових частин; μ - коефіцієнт тертя металу по металу, $\mu=0,1 \dots 0,2$; J - сумарний момент інерції обертових частин щодо осі повороту, обумовлений як добуток маси обертової частини на квадрат відстані від центра її тяжіння до осі повороту; t_p - час розгону, $t_p=1 \dots 2$ с; ω - кутова швидкість повороту, $\omega=2 \vartheta_{нов}/B$, де $\vartheta_{нов}$ -

швидкість повороту відвала, при карданно-редукторному приводі рівна $0,03 \dots 0,1$, при гідравлічному - $0,03 \dots 0,06$ м/с. У другому розрахунковому положенні відвал розташовується горизонтально і поворот здійснюється, коли вже утворена призма волочіння. Момент повороту в цьому випадку

$$M_{нов} = \sum G \mu r_m + g \delta_p V \frac{B}{4} \cdot \operatorname{tg} \rho + J \frac{\omega}{t_p}, \quad (18.24)$$

де V - об'єм призми волочіння ґрунту, м^3 , визначається як для бульдозера. Більше з отриманих значень моменту опору повороту приймається для розрахунку потужності привода механізму повороту за формулою

$$N_n = \frac{M \omega}{\eta}. \quad (18.25)$$

Виходячи із значень ω і частоти обертання вала вибраного двигуна визначають загальне передаточне число механізму повороту, після чого встановлюють передаточні числа для окремих кінематичних ланок.

Механізм висування відвала розраховують за зусиллям, рівним силі тяжіння відвала. Швидкість висування відвала для гідравлічного привода вважають рівною $0,06 \dots 0,1$ м/с.

Механізм виносу тягової рами убік розраховують при виглибленому відвалі. Орієнтовно можна і прийняти, що зусилля виносу тягової рами убік дорівнює половині її сили тяжіння (разом з відвалом). Швидкість виносу тягової рами, убік для механізму з карданно-редукторним приводом перебуває у межах $0,018 \dots 0,045$ м/с, а з гідравлічним - $0,01 \dots 0,035$ м/с.

Механізм зміни кута різання відвала розраховують як для бульдозерів.

Для автогрейдерів з гідравлічним приводом керування гідронасос вибирають, орієнтуючись на більше з отриманих значень потужності привода механізмів керування відвала.

На підставі проведених розрахунків викреслюється у масштабі конструктивна схема автогрейдера і складається його технічна характеристика, оформлення якої подібно із зазначеним у табл. 2.3.

При використанні газового змащення для інтенсифікації процесу копання ґрунту параметри джерела змащення орієнтовно вибираються за наступними питомими показниками: на 1 м довжини відвала витрата повітря становить $4 \dots 5$ $\text{м}^3/\text{хв}$; надлишковий тиск - $0,028 \dots 0,029$ МПа.; потужність - $6,6 \dots 10,5$ кВт.

18.7. Загальний розрахунок автогрейдерів

У тягових розрахунках автогрейдерів розрізняють їх робочий і транспортний режими. Для робочого режиму характерні великі тягові сили, малі швидкості переміщення, для транспортного - малі зусилля і великі швидкості. У транспортному режимі машина долає тільки дорожні опори, опори сил інерції і, при великих швидкостях руху, опір повітря. У робочому режимі до цих опорів додаються опори подолання робочим органом машини. Опір руху грейдера у загальному випадку

$$W = R_{p_{\text{кон}}} + W_{\kappa} \pm W_y, \quad (18.26)$$

де: $R_{p_{\text{кон}}}$ - опір копанню; W_{κ} і W_y - опори перекочування коліс грейдера і подоланню похилу.

У транспортному режимі $W_{\kappa} = G_{\text{зр}} f_{\kappa}$; у робочому - $W_{\kappa} = (G_{\text{зр}} \pm R_{N_{\text{кон}}}) f_{\kappa}$, де: $G_{\text{зр}}$ - сила тяжіння машини; f_{κ} - коефіцієнт опору перекочуванню коліс грейдера; $R_{N_{\text{кон}}}$ - нормальна складова опору копанню.

Тягове зусилля автогрейдера повинно бути більше сумарного опору його руху і забезпечуватися, крім того, силою зчеплення рушія з поверхнею ґрунтового масиву:

$$T \leq T_{\text{зч}} = (G_{\text{зр.зч}} \pm R'_{N_{\text{кон}}}) \cdot \varphi, \quad (18.27)$$

де: $G_{\text{зр.зч}}$ - зчіпна сила тяжіння автогрейдера, тобто сила тяжіння, що приходить на ведучі колеса; $R'_{N_{\text{кон}}}$ - частина вертикальної складової зусилля копання, що приходить на при-водні колеса машини; φ - коефіцієнт зчеплення коліс з поверхнею.

При русі автогрейдера з місця і зустрічі відвала з перешкодою виникають також інерційні зусилля, які потрібно враховувати у розрахунках на міцність.

Необхідна потужність у робочому режимі

$$N_{\kappa} = T \vartheta \frac{1}{(1 - \delta) \eta_m \eta_n}, \quad (18.28)$$

де: ϑ - швидкість руху автогрейдера; $\delta = 0,18 \dots 0,2$ - коефіцієнт буксування; η_m - ККД трансмісії; η_n - коефіцієнт врахування динамічного навантаження.

При визначенні навантажень на елементи конструкції автогрейдера, згідно рекомендаціям ВНДІбуддормаша, розглядаються два розрахункові випадки: робота у звичайних умовах експлуатації і зустріч важкоздоланої перешкоди з урахуванням дії випадкових навантажень.

У першому розрахунковому випадку система сил, діючих на автогрейдер, показана на рис. 18.14. Машина має колісну формулу 1х2х3 і працює на ділянці з поперечним ухилом λ . На неї діють максимальні навантаження, що виникають у процесі різання ґрунту переднім кінцем відвала, коли передній міст вивішений і упирається в край кювету, а задні колеса буксують на місці.

Розглядаючи систему сил, що діють на автогрейдер, приймаємо ряд допущень: всі реактивні сили, що діють на задні колеса, прикладені в точці O_2 - проекції осі гойдання балансуєчого візка на опорну поверхню; реакції ґрунту на колеса рівні між собою і умовно перенесені на осьові лінії (виникаючі невеликі моменти не враховуються); коефіцієнти опору коченню передніх і задніх коліс однакові; опір ґрунту вважається зосередженою силою, при-кладеною на кінці ножа в точці O ; маса грейдера зосереджена у центрі тяжіння машини, там же прикладена сила інерції машини.

На схемі $G_{\text{зр}}$ - сила тяжіння автогрейдера; G_1 і G_2 - частини сили тяжіння автогрейдера, що приходяться відповідно на передні і задні осі.

P_i - сила інерції машини; $Z_{2л}, Z_{2н}, Y_{2л}, Y_{2н}$ - нормальні і дотичні реакції ґрунту на задні колеса; $X_{2л}$ і $X_{2н}$ - вільна сила тяги правих і лівих коліс; Y_1 - реакція ґрунту на передню вісь; R_p - максимальне дотичне і R_N - максимальне нормальне зусилля опору ґрунту, що виникають при відділенні відвалом стружки.

Максимальний дотичний опір ґрунту залежить від тягових можливостей машини. Тягове зусилля визначається з умови зчеплення $P_2 = G_2 \cdot \varphi$ (де φ - коефіцієнт зчеплення) або по моменту $M_{\text{дв}}$, що передається двигуном

$$P_K = M_{\text{дв}} i_{\text{заг}} \frac{\eta_{\text{заг}}}{r_c}, \quad (18.29)$$

де: $i_{\text{заг}}$ - загальне передаточне число трансмісії автогрейдера; $\eta_{\text{заг}}$ - ККД цієї трансмісії; r_c - силовий радіус колеса.

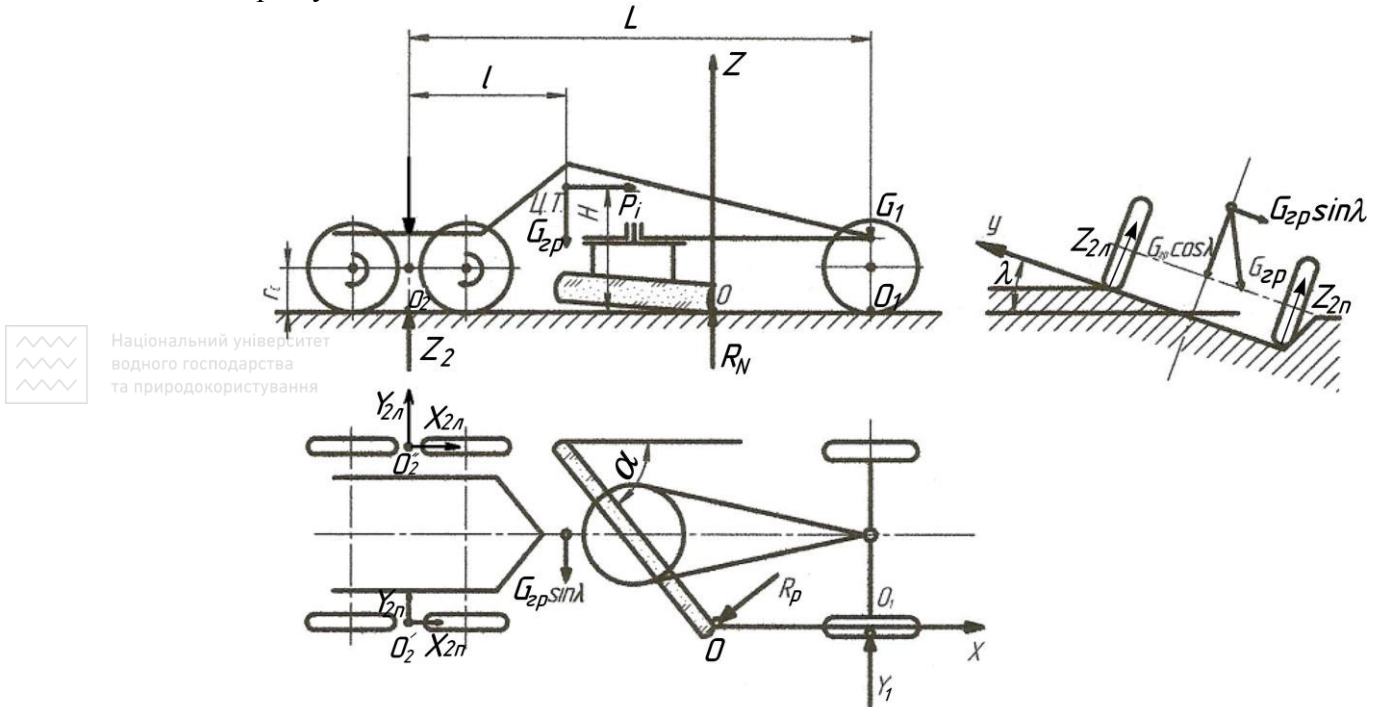


Рис. 18.14. Система сил, що діють на автогрейдер при першому способі розрахунку

Вільна сила тяги знаходиться як різниця між тяговим зусиллям P_K і опором перекочування коліс (у приведеній схемі тільки задніх):

$$X_{2n} + X_{2л} = X_2 = P_K - G_{2p} f_K. \quad (18.30)$$

Приблизні координати центру тяжіння грейдера можна знайти за залежностями

$$H = r_c + 0,5, \text{ м}; \quad l = (0,25 \dots 0,3)L. \quad (18.31)$$

Сила інерції приблизно визначається за формулою

$$P_i = (K_d - 1) \varphi_{\text{max}} G_2, \quad (18.32)$$

де: K_d - коефіцієнт динамічності, що приймається для першого розрахункового випадку рівним 1,16-1,2; $\varphi_{\text{max}} = 0,85$ - максимальний коефіцієнт використання зчипної сили тяжіння.

Складаючи і розв'язуючи спільно рівняння системи

$$\sum_{i=1}^n X_i = 0; \quad \sum_{i=1}^n Y_i = 0; \quad \sum_{i=1}^n Z_i = 0; \quad \sum_{i=1}^n M_{Y_i} = 0; \quad \sum_{i=1}^n M_{Z_i} = 0;$$

можна отримати значення невідомих величин R_p , Z_2 , Y_1 , Y_2 , необхідних для подальших розрахунків.

Нормальний опір R_N приймається рівним $0,5 R_p$.

Для розрахунку основної рами автогрейдера при навантаженні її для першого випадку приймається, що рама спирається задньою частиною двома точками на осі балансірів задніх коліс (рис. 18.15). У площині розташування системи підвісок тягової рами основна рама навантажена зусиллями цих підвісок, а в передній частині спирається на кульовий шарнір тягової рами. Відповідно до цього раму можна розглядати як консольну балку із закладенням у вертикальній площині, що проходить через підвіски тягової рами (по осі циліндрів підйом), і навантажену в передній частині реакціями кульового шарніра.

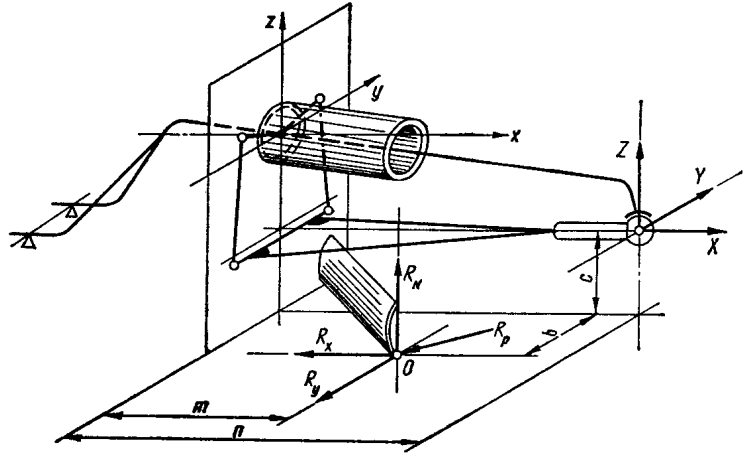


Рис. 18.15. Схема навантаження основної рами автогрейдера при дії на відвал максимальних сил опору ґрунта

Ці реакції можна визначити з рівняння моментів сил відносно осей y і z :

$$\begin{aligned} Z &= (R_x c - R_N m) / n; \\ Y &= (R_x b + R_N m) / n. \end{aligned} \quad (18.33)$$

Зусилля X врівноважує силу R , тобто їх можна вважати рівними $X=R_x$.

Реакції Z і X згинають раму в прийнятому перерізі у вертикальній площині, а реакція Y згинає раму в горизонтальній площині і скручує її. Крім того, сила X викликає розтягування.

Отже, задавшись перерізом основної рами, за відомими формулами опору матеріалів можна визначити виникаючі в ньому максимальні напружки.

У другому розрахунковому випадку розглядається варіант, коли з перешкодою зустрічається кінець ножа при русі з максимальною робочою швидкістю на горизонтальній ділянці шляху (планування).

Вважаємо, що маса і жорсткість перешкоди значно переважають масу і жорсткість автогрейдерів. Тоді додаткове динамічне навантаження на автогрейдер визначається тільки його масою, жорсткістю і швидкістю зіткнення і визначається за формулою

$$P_i = \mathcal{G} \cdot \sqrt{C_0 \cdot m}, \quad (18.34)$$

де: \mathcal{G} - швидкість автогрейдера у момент зіткнення; C_0 - коефіцієнт жорсткості автогрейдера, залежить від жорсткості металоконструкцій і шин; m - маса автогрейдера.

Схема сил, що діють на автогрейдер у другому розрахунковому випадку, показана на рис 18.16. Сили і реакції знаходять з рівнянь:

$$Z_1 = G_1 + P_i \frac{H}{L}; \quad Z_2 = G_2 + P_i \frac{H}{L}; \quad (18.35)$$

$$X_{2n} = X_{2l} = Z_2 \varphi_{\max} / 2; \quad (18.36)$$

$$Y_2 = X_{2n}(b+a) + X_{2n}a + P_i(a+b/2) - Y_1 \cdot l_1 / l_2; \quad (18.37)$$

$$P_y = Y_1 - Y_2; \quad R_x = X_{2n} + X_{2l} + P_i. \quad (18.38)$$

Реакції у кульовому шарнірі в другому розрахунковому випадку визначають

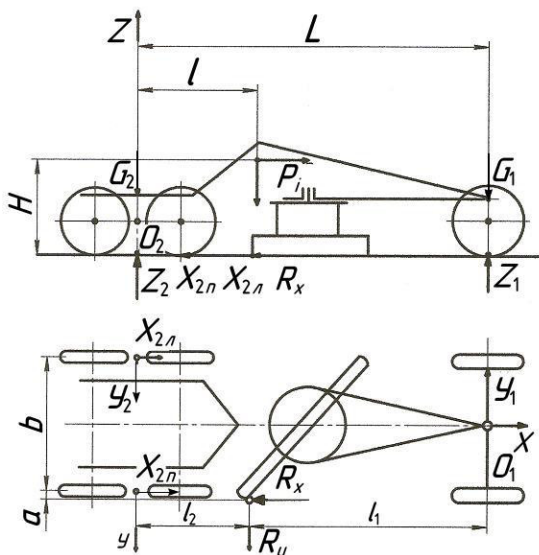


Рис. 18.16. Система сил, що діє на автогрейдер при другому розрахунковому випадку

аналогічно першому. Сили P_x і P_y відомі, а вертикальна реакція ґрунту приймається рівною нулю.

Розрахунок рами ведеться по тому ж небезпечному перетину від дії реакцій X , Y і Z , прикладених у кульовому шарнірі тягової рами, горизонтальної реакції Y_1 і сили інерції від маси переднього моста. Схема навантаження рами для цього випадку показана на рис. 18.17. Сила інерції $P'_i = P_i \cdot G_1 / G$.

Розрахунок тягової рами виконується для першого розрахункового випадку з умов навантаження автогрейдера силами тяжіння і інерції (при зниженні швидкості), а також бічними реакціями, при упорі задніх коліс у ґрунтовий уступ, бічними реакціями передніх коліс, виникаючими за рахунок сил зчеплення максимальним тяговим зусиллям, що виникають на межі повного буксування.

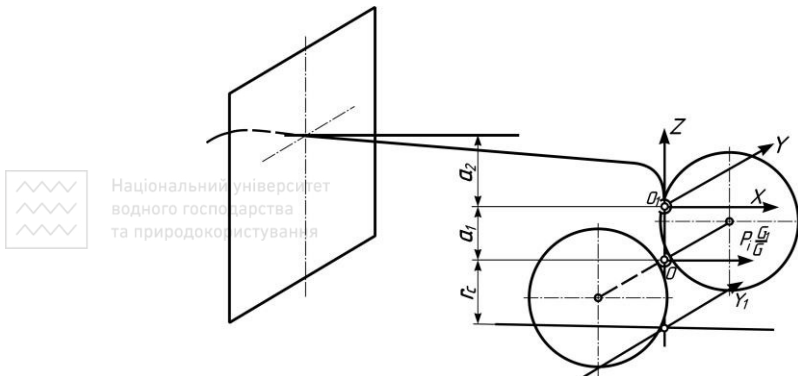


Рис. 18.17. Схема навантаження основної рами при розрахунку на інерційні зусилля

Найбільш несприятливими умовами для роботи тягової рами буде різання ґрунту на горизонтальній ділянці переднім кінцем ножа при дії вертикальної реакції ґрунту вниз.

Дія всіх сил приводиться до рівновеликої системи реактивних сил в кульовому шарнірі (X ; Y і Z), і раму розглядають як консольну балку з небезпечним перерізом у місці умовного закладення в площині, що проходить по осі поворотного круга. Задаючись формою і різними

розмірами небезпечного перерізу, визначають виникаючі у ньому напруження.

У другому розрахунковому випадку методика розрахунку залишається такою ж, а система діючих сил відповідає навантаженню автогрейдера випадковим динамічним навантаженням, як це було розглянуто вище, стосовно основної рами.

Контрольні питання

1. Загальні відомості. Класифікація автогрейдерів.
2. Конструкція автогрейдерів. Робочий орган автогрейдера.
3. Робоче обладнання автогрейдерів.
4. Особливості робочого процесу і взаємодії робочого органа з ґрунтом.
5. Продуктивність автогрейдерів.
6. Вибір та розрахунок основних параметрів автогрейдерів.
7. Розрахунок виконавчих механізмів автогрейдера.
8. Загальний розрахунок автогрейдерів.

Розділ п'ятий. МАШИНИ І ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ ГРУНТІВ, ПІДГОТОВЧИХ, ДОПОМІЖНИХ І СПЕЦІАЛЬНИХ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ

19. МАШИНИ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ ГРУНТІВ

19.1. Класифікація ґрунтоущільнюючих машин

За принципом дії на ґрунт машини бувають статичної, ударної, вібраційної і комбінованої дії. До перших відносяться котки, до других - трамбуючі машини, до третіх - вібраційні машини і до останніх - віброкотки і вібротрамбівки. Класифікація машин для ущільнення ґрунтів приведена на рис. 19.1, а їх схеми - на рис. 19.2.

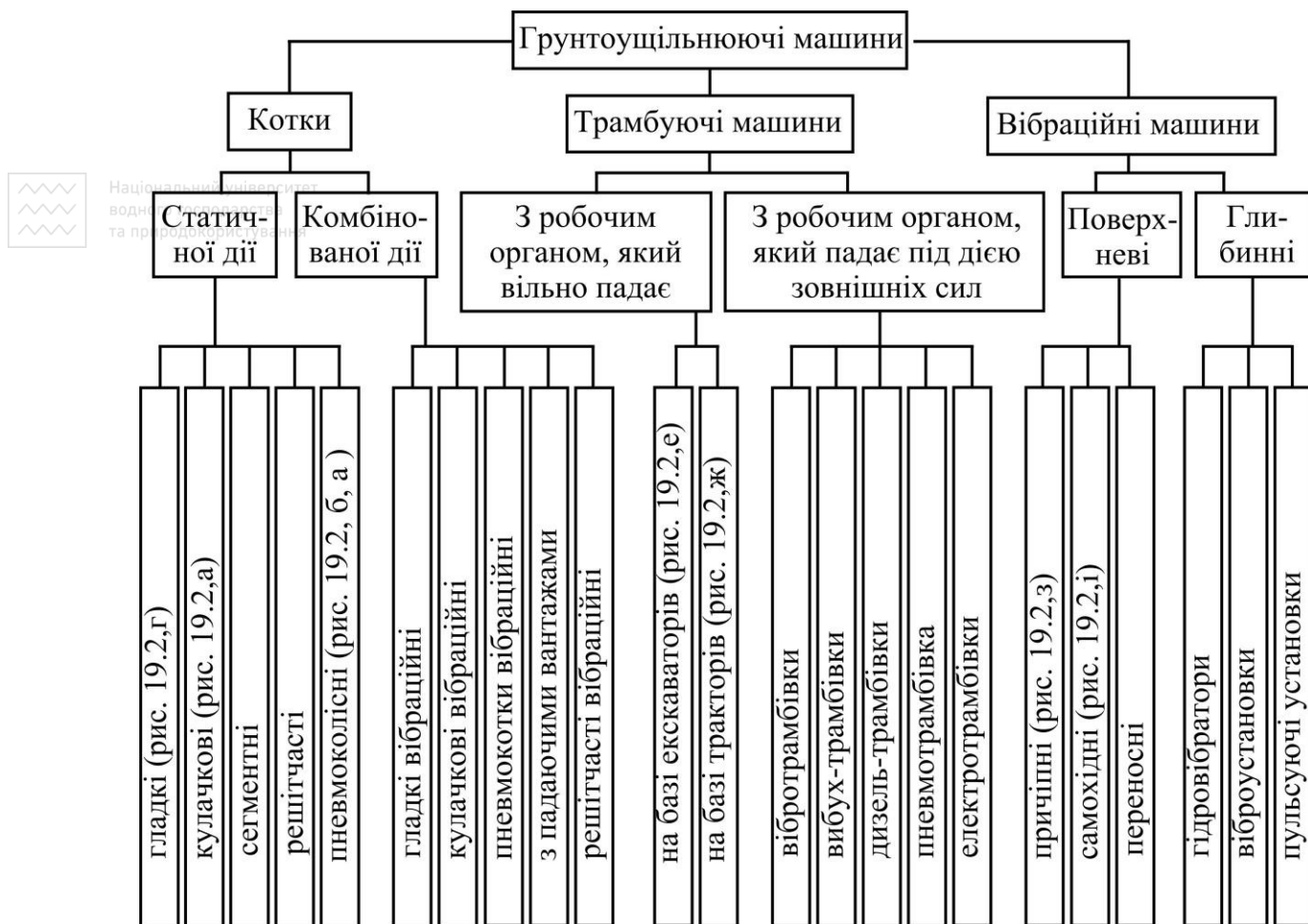


Рис. 19.1. Класифікація ґрунтоущільнюючих машин

19.2. Котки

Котки відносяться до числа найбільш продуктивних і порівняно дешевих засобів ущільнення ґрунтів. Їх можна використовувати не тільки для ущільнення ґрунтів, але і різних основ, гравійно-піщаних підготовок, дорожніх покриттів. Вони бувають статичної і комбінованої дії (див. рис. 19.1). Котки статичної дії виконуються гладкими, кулачковими, сегментними, решітчастими і пневмоколісними. За способом агрегування вони діляться на причіпні, напівпричіпні і самохідні. Основні схеми котків приведені на рис. 19.2, а їх конструкції – на рис. 19.3...19.8.

Гладкі котки (див. рис. 19.6...19.8). Цими котками ущільнюють ґрунт на глибину до 10...15 см. Робочий орган – металічний валок, який являє собою широке колесо з жорстким ободом, яке обертається на осі, що закріплена на рамі. Рама має дишель з причіпним пристроєм до базового тягача. На рамі є скребок для очищення робочої

поверхні валка від ґрунту, що налипає. Внутрішню порожнину валка для збільшення маси котка можна заповнювати баластом, який завантажується через люки. Для шарового ущільнення насипних ґрунтів застосовують в основному тільки причіпні котки, які об'єднані по 3...5 в одній зчипці. Самохідні котки переважно укладають дорожні основи і покриття.

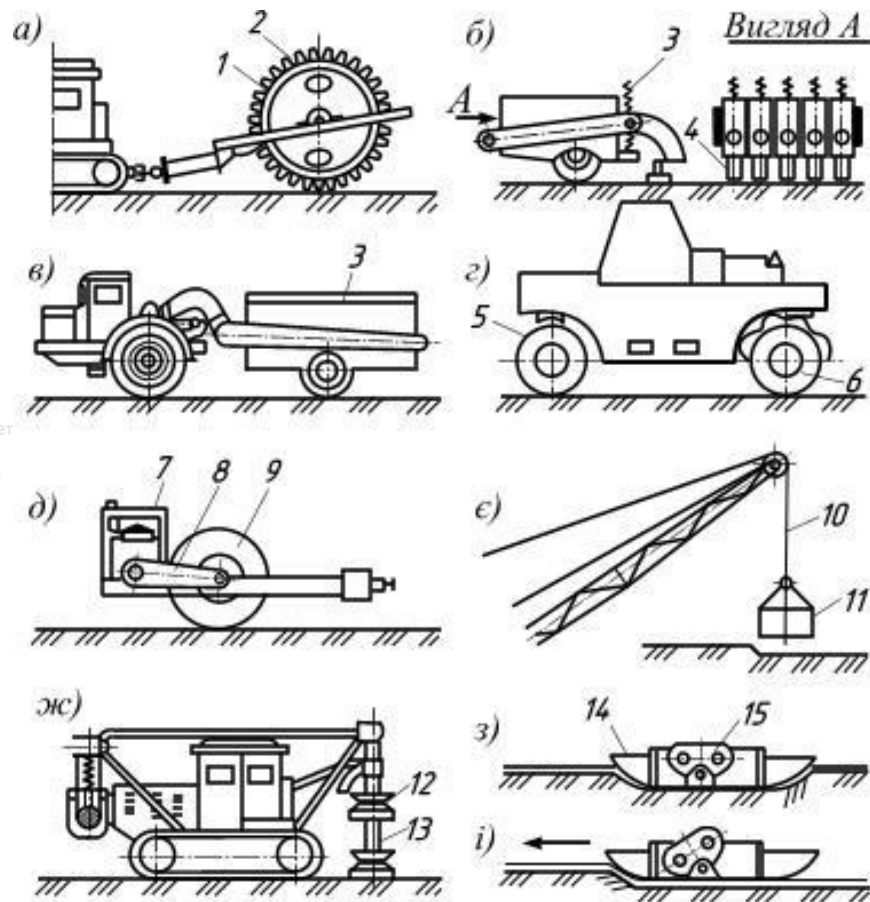


Рис. 19.2. Схеми основних машин для ущільнення ґрунтів:

а - причіпного кулачкового; б - причіпного пневматичного; в - самохідного пневмоколісного; г - самохідного з гладкими котками; д - причіпного комбінованої дії; е - трамбуючі машини на базі однокішшевого екскаватора; ж - на базі трактора; з - причіпна вібраційна плита; і - самохідна вібраційна плита; 1, 9 - валок; 2 - кулачки; 3 - привантажуючий баласт; 4 - пневмоколеса; 5, 6 - передні (керовані) і задні валки; 7 - двигун; 8 - клинопосова передача для привода вібратора; 10, 11 - канат і трамбуюча плита; 12, 13 - падаючий вантаж і на-правляюча; 14, 15 - плита і вібратор

При послідовних проходах котка кожному проходу відповідає своя залишкова деформація ґрунту. При цьому горизонтальна поверхня контакту з ґрунтом по мірі збільшення ступеня ущільнення зменшується.

Середній тиск котка на ґрунт від проходу до проходу змінюється по залежності

$$q = \frac{G}{Bb_n}, \text{ Па}, \quad (19.1)$$

де: G - сила ваги котка, Н; B - ширина котка, м; b_n - горизонтальна проекція опорної поверхні, м.

В якості основної характеристики котка прийнято середній постійний тиск котка

$$q_n = \frac{G}{B}, \text{ Н/м}. \quad (19.2)$$

Максимальний контактний тиск визначається

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\frac{q_{\text{л}} E}{R}} \leq (0,8 \dots 0,9) \sigma_p, \text{ Па}, \quad (19.3)$$

де: E - модуль деформації ґрунту, Па (див. табл. 5.4); R - радіус валка, м; σ_p - гранична міцність ґрунту, Па.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

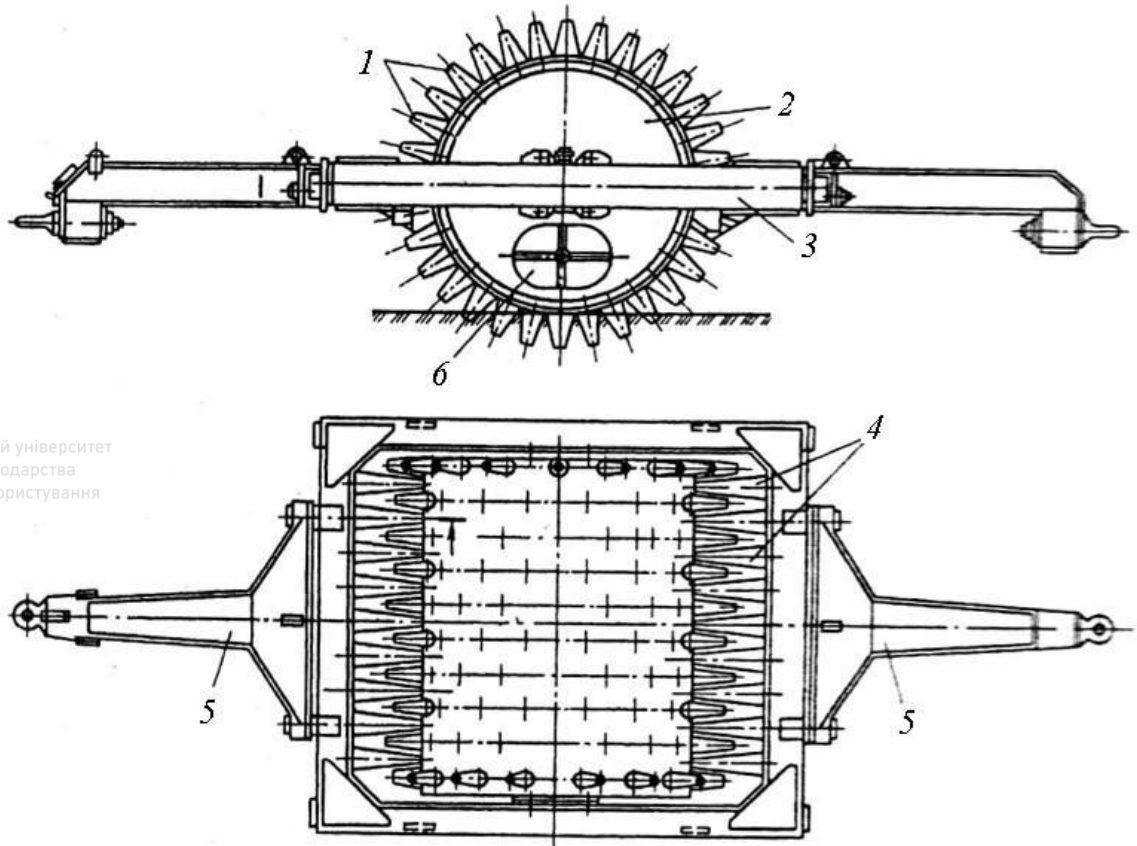


Рис. 19.3. Причіпний кулачковий статичний коток:

1 - кулачки; 2 - валець з кулачками; 3 - рами; 4 - скребки; 5 - дишло; 6 - люк для завантаження баласту

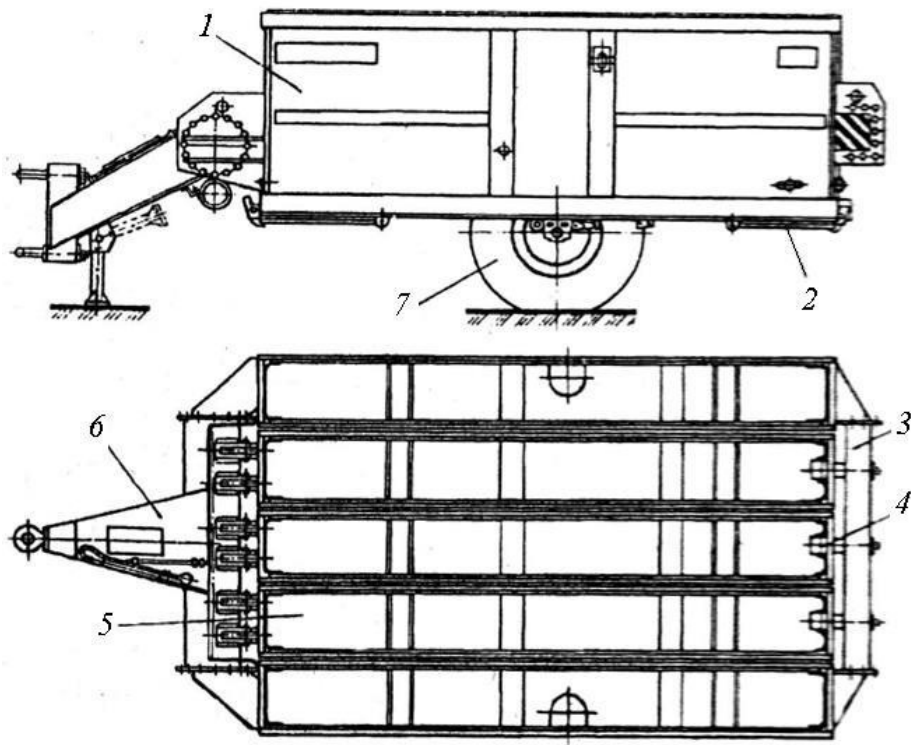


Рис. 19.4. Причіпний коток на пневмоколесах:

1 - бункер для баласту; 2 - люк для вивантаження баласту; 3 - задня балка; 4 - механізм стопорення середніх секцій; 5 - секція катка; 6 - дишло; 7 - пневмоколесо

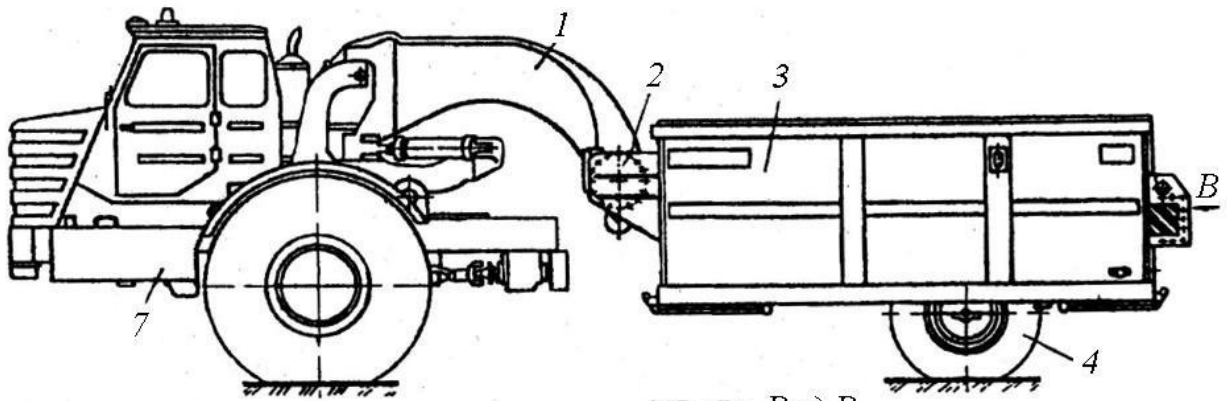


Рис. 19.5. Напівпричіпний пневмоколісний коток:

1 - дишло; 2 - рама; 3 - бункер для заправки баласту; 4 - пневмоколесо; 5 - механізм стопорення секцій; 6 - секція катка; 7 - тягач

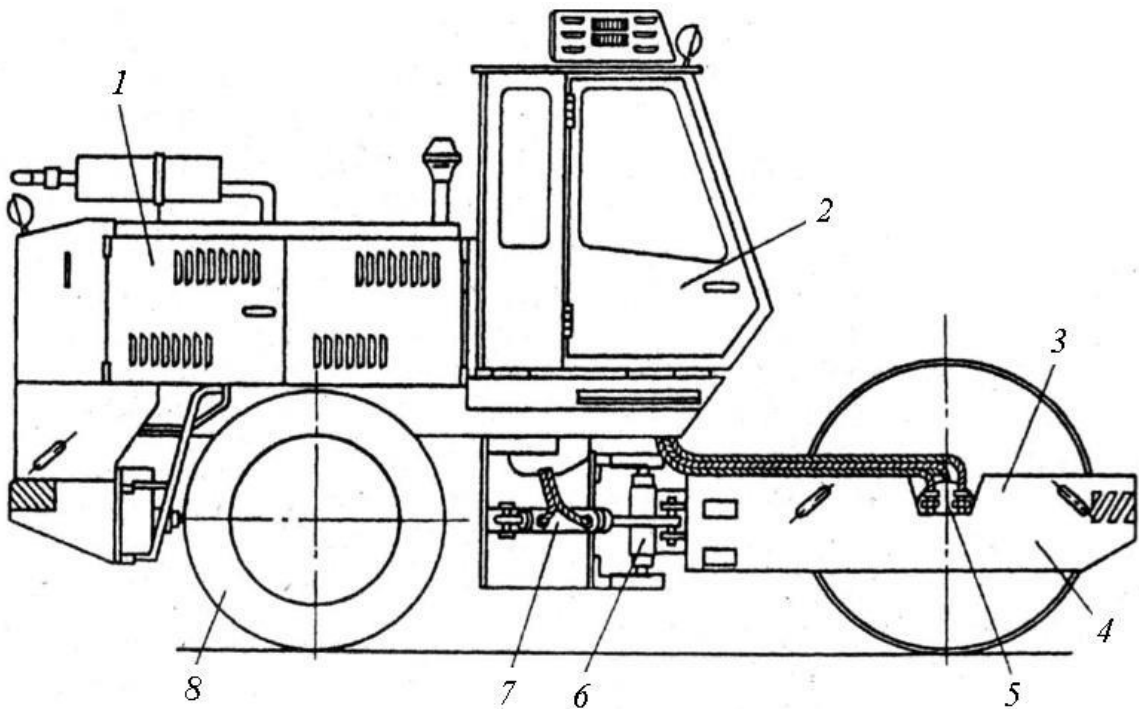
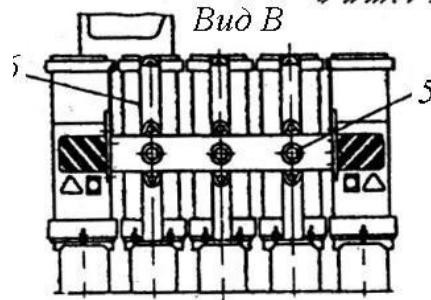


Рис. 19.6. Самохідний віброкоток:

1 - одновісний пневмоколісний тягач; 2 - кабіна; 3 - вібровалець; 4 - рама вібровальця; 5 - вібробудник; 6 - шарнірне з'єднання напіврама тягача і вібровальця; 7 - гідроциліндр управління поворотом катка; 8 - пневмоколесо тягача

На рис. 19.9 показаний розподіл напружень у ґрунті при ущільненні різними котками.

Глибина активної зони (оптимальна товщина ущільнення) при укочуванні приблизно дорівнює подвійному поперечному розміру поверхні контакту котка з ґрунтом, тобто довжині хорди, яка з'єднує заглиблену в ґрунт частину кола валка. Із цих міркувань

визначається оптимальна товщина шару ущільнення.

Оптимальна товщина шару ущільнення для:

- зв'язних ґрунтів
$$h_{opt} = 95 \cdot 10^{-5} \omega \cdot \omega_{opt}^{-1} \sqrt{q_d R} \text{ , м,} \quad (19.4)$$

- незв'язних ґрунтів
$$h_{opt} = 126 \cdot 10^{-5} \omega \cdot \omega_{opt} \sqrt{q_d R} \text{ , м,} \quad (19.5)$$

де ω , ω_{opt} - вологість і оптимальна вологість ґрунту.

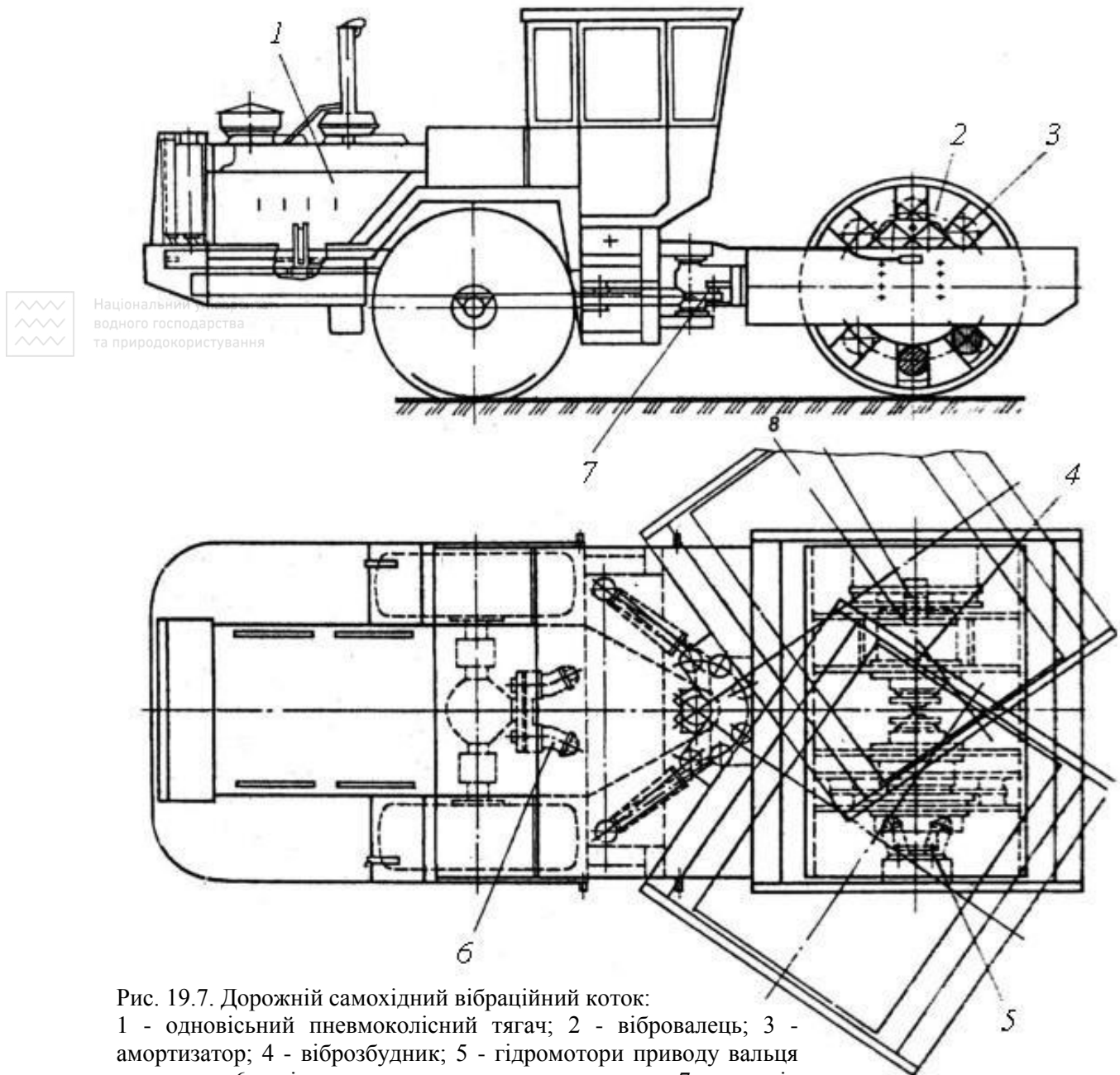


Рис. 19.7. Дорожній самохідний вібраційний коток:

1 - одновісний пневмоколісний тягач; 2 - вібровалець; 3 - амортизатор; 4 - віброзбудник; 5 - гідромотори приводу вальця «на ход»; 6 - гідромотори приводу моста тягача; 7 - шарнір з'єднання напіврам тягача і вібровальця; 8 - гідромотори приводу вібро-збудника

Із формул (19.4, 19.5) видно, що глибина активної зони, а таким чином і оптимальна товщина ущільнюючого шару ґрунту в рівній мірі залежить як від лінійного тиску, так і від радіуса валка котка. Тому останні потрібно вибирати якомога більшими. Однак за технологічними можливостями $R < 80...90$ см. Ширина валка вибирається за формулою

$$B \approx (0,7...0,8)D, \quad (19.6)$$

де $D = 2R$ - діаметр валка.

Однак при цих умовах котки недостатньо стійкі, а тому ширину валків краще

вибирати в межах

$$B > (1,0 \dots 1,2) D. \quad (19.7)$$

Разом з тим при великих значеннях B погіршуються умови руху на поворотах і значно зростає вага котка.

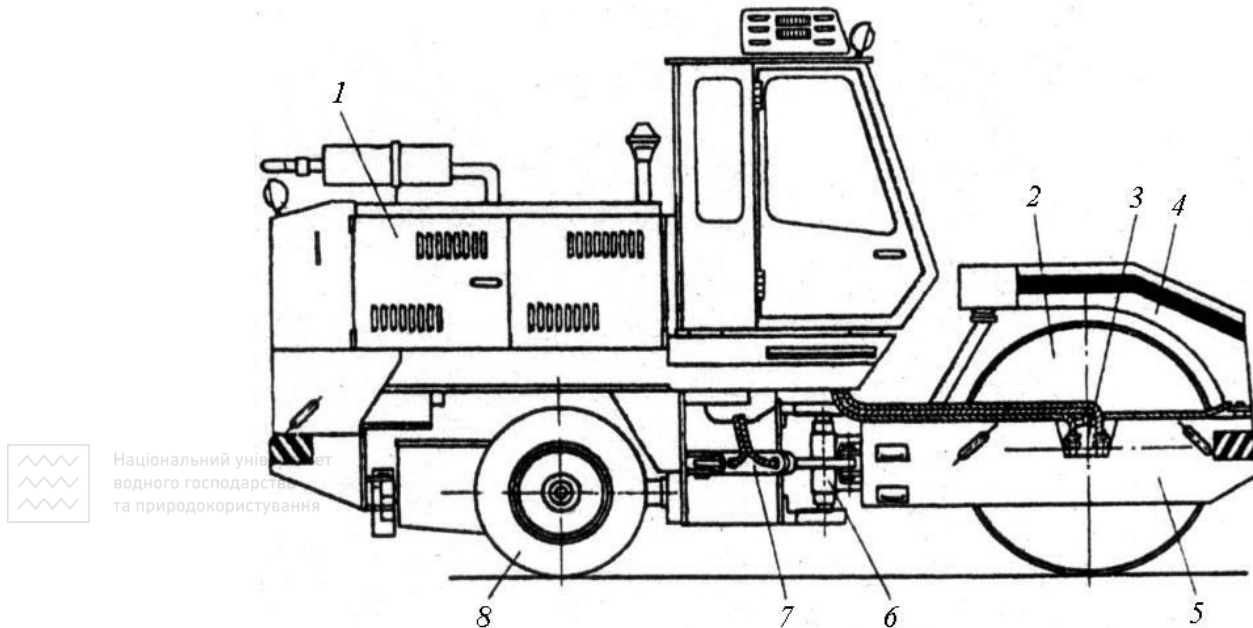


Рис. 19.8. Самохідний вібраційний коток комбінованої дії:

1 - силовий модуль; 2 - вібровалець; 3 - гідромотор приводу вібробудника; 4 - бак змочуючий системи; 5 - напіврама вібровальця; 6 - шарнірне з'єднання напіврам; 7 - гідроциліндр повороту катка; 8 - пневмоколесо

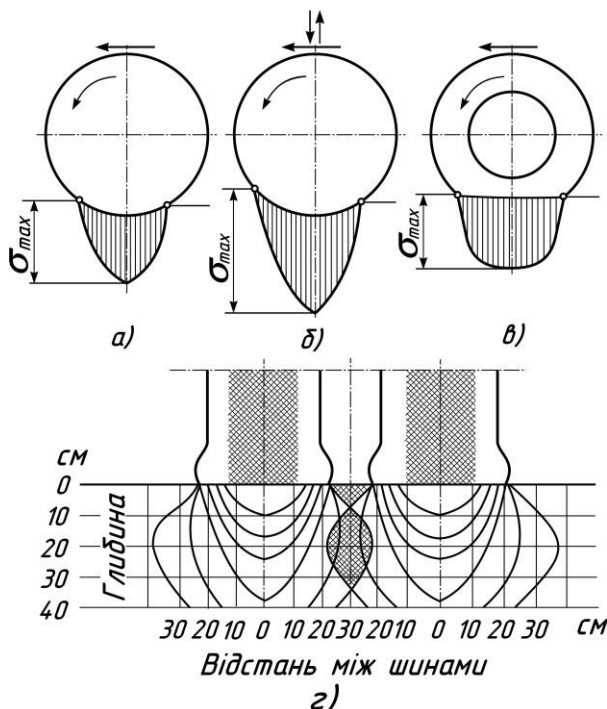


Рис. 19.9. Розподіл напружень у ґрунті при ущільненні:

а - жорсткими валками; б - віброкотками; в - одним пневмоколесом; г - двома пневмоколесами

заглиблюються на повну глибину і забезпечують обробку шару ґрунту

Необхідне число проходів котка встановлюється у результаті пробного укочування. При ущільненні незв'язних ґрунтів воно дорівнює 4...6, а у випадку зв'язних ґрунтів досягає 10...12.

Кулачкові котки (див. рис. 19.3). Такі котки відрізняються від гладких тим, що на поверхні котка розміщені кулачки у шахматному порядку. Опорна поверхня останніх не перевищує 4...5% поверхні циліндра, описаного по вершинах кулачків. Вони призначені для ущільнення важких зв'язних і грудкуватих ґрунтів, але не дають позитивного ефекту при роботі на незв'язних ґрунтах тому, що внаслідок високого тиску ґрунт із-під кулачків переміщується в сторони і вгору. Кулачкові котки малоефективні при ущільненні порівняно щільних ґрунтів тому, що кулачки першопочатково не



Рис. 19.10. Основні типи кулачків

розрахункову глибину.

У залежності від форми кулачки розділяють на реверсивні (симетричні) і нереверсивні (асиметричні) (рис. 19.10). Реверсивні кулачки працюють однаково при переміщенні валків у дві сторони. Нереверсивні кулачки створюють нерівномірний тиск на ґрунт і діють вони при русі котка тільки у робочому напрямку. Найбільшого розповсюдження набули реверсивні кулачки у вигляді зрізаного прямого конуса або з криволінійною боковою поверхнею. У плані опорна поверхня кулачків виконується круглою, квадратною або еліптичною.

Оптимальне число кулачків на 1 м² поверхні складає 20...25 для легких (масою 8 т), середніх (масою 16 т) і 15...20 для важких котків (масою 28 т). Параметри кулачкових котків приведені в табл. 19.1.

Таблиця 19.1

Параметри кулачкових котків

Тип котка	Контактний тиск, МПа	Товщина шару, що ущільнюється, см	Товщина розпушеного шару, см	Довжина кулачка, см	Площа поверхні кулачка, см ²	Маса котка з баластом, т
Легкий	0,7...2,0	до 20	4...6	19...25	20...40	8
Середній	2,0...4,0	до 30	6...10	25...30	60...70	16
Важкий	4,0...6,0	до 40	10...15	до 40	100...140	28

Дослідження фізики процесу ущільнення ґрунтів кулачковими котками засвідчує про те, що частина шару ґрунту, яка розміщена нижче горизонту заглиблення опорної поверхні кулачків ущільнюється, а верхня частина, що розміщена вище цього горизонту, зсовується і частково ущільнюється за рахунок бокового розпору. При роботі котків кулачки заглиблюються в ґрунт до тих пір, поки не наступить рівновага між напруженням на поверхні кулачка і реактивним опором ґрунту деформуванню. При перших проходах котка величина заглиблення котків дещо зменшується із-за підвищення міцності ґрунту, внаслідок чого в кінці укочування опір руху котка знижується на 20...25%. Найбільш інтенсивно зростає щільність ґрунту за 8...10 проходів.

Кулачкові котки добре ущільнюють нижню частину шару ґрунту, що знаходиться під опорною поверхнею кулачків, але розпушують його верхню частину. Тому при надзвичайно великих контактних тисках верхня розпушена частина шару стає настільки великою, що робота котка практично втрачає сенс.

При проектуванні кулачкових котків необхідно правильно вибирати основні параметри: вагу котка, геометричні розміри котка, кількість, розміри і форму кулачків.

Вага котка повинна бути такою, щоб при першому проході котка кулачки заглиблювалися в ґрунт на повну довжину, а валок торкався поверхні шару, що ущільнюється. При дотриманні цієї умови вага котка буде передаватися на ґрунт через кулачки. При надлишковій вазі кулачковий коток буде діяти на ґрунт не тільки кулачками, але і валком. При цьому ефективність ущільнення не зростає тому, що величина заглиблення кулачків практично залишається незмінною. При недостатній вазі котка його кулачки в початковій стадії укочування будуть заглиблюватися в ґрунт не повністю, що приведе до зменшення глибини ущільнення.

$$\text{Вага котка} \quad G = \sigma_k F Z_k, \text{ Н}, \quad (19.8)$$

де: σ_k - контактний тиск на опорній поверхні кулачка, Па; F - площа опорної поверхні кулачка, м²; Z_k - число кулачків у ряду, який розміщений на твірній валка ($Z_k=10...20$).

При роботі кулачкового котка збільшення щільного шару досягає величини $4b$, де b – товщина кулачка. Тому для вибору мінімального поперечного розміру опорної поверхні кулачка можливо рекомендувати наступну формулу

$$b \geq 0,25h, \quad (19.9)$$

де h - товщина ущільнюючого шару ґрунту у щільному стані.

Довжину кулачків (l) необхідно вибрати такою, щоб після повного заглиблення в ґрунт відстань від опорної площини кулачків до поверхні раніше ущільненого ґрунту не перевищувала $2,5b$. Ця відстань і визначає товщину шару ґрунту, яка без збільшення контактних напружень може бути доведена до потрібної щільності. Якщо через h_p позначити оптимальну товщину шару ґрунту в розпушеному стані, а через h'_p - ту глибину, на яку нижній, раніше ущільнений шар залишився розпушеним ($h'_p = 5$ см), то маємо наступну рівність

$$l = (h_p + h'_p) - 2,5b. \quad (19.10)$$

Оптимальна товщина шару ґрунту, що ущільнюється, в ущільненому стані $h_{onm} = 0,7h_p$. Тоді довжина кулачків визначається за формулою

$$l = 1,4h_{onm} + h_p - 2,5b. \quad (19.11)$$

Із рівності (19.11) оптимальну товщину шару ґрунту в ущільненому стані можна визначити у такому вигляді

$$h_{onm} = 0,65(l + 2,5b - h'_p). \quad (19.12)$$

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Довжина кулачків і діаметр валків знаходяться у співвідношенні

$$\frac{D}{l} = 5,5 \dots 7,0. \quad (19.13)$$

Співвідношення між шириною і діаметром валка вибираються аналогічно як для гладких котків.

Для досягнення щільності ґрунту 95% від необхідної число проходів визначається із умови однократного перекриття поверхні шару ґрунту, що ущільнюється

$$n = \frac{S_{on} k_n}{S_l m}, \quad (19.14)$$

де: S_{on} - площа опорної поверхні кулачкового котка; S_l - площа опорної поверхні одного кулачка; m - число кулачків на валку; k_n - коефіцієнт нерівномірності перекриття поверхні кулачками ($k_n = 1,3$).

Пневмоколісні котки (див. рис. 19.4, 19.5) отримали найбільше розповсюдження внаслідок більшої ефективності, універсальності і можливості регулювання силової взаємодії шляхом автоматичної зміни тиску повітря в шинах або привантаження. Вони за масою бувають легкі (10...15 т), середні (20...30 т) і важкі (40...50 т).

Котки на пневматичних шинах використовують для ущільнення як зв'язних так і незв'язних ґрунтів. Вони більш ефективні за гладкі і кулачкові котки тому, що ґрунт у результаті еластичності шин знаходиться у напруженому стані довший час, ніж при роботі котка з жорсткими валками. Крім того, напруження по глибині і на поверхні контакту розподіляється більш рівномірно. Котки ущільнюють ґрунт на значну глибину (до 0,8 м) і не розпушують поверхню. Потрібна щільність ґрунту досягається при меншому числі проходів, що підвищує їх продуктивність. При ущільненні піщаних ґрунтів необхідно 2...3 проходи, супіщаних 3...4 проходи, суглинистих і важкосуглинистих 5...6 проходів. До переваг котків на пневматичних шинах відноситься також можливість зміни контактних напружень, а таким чином і глибини їх розповсюдження шляхом регулювання тиску повітря у шинах.

До числа основних параметрів, які визначають ефективність роботи котків на пневматичних шинах відносяться: розміри і тип шин, тиск повітря у шинах (табл. 19.2) і навантаження на колеса, розміщення коліс у плані, а також система їх підвіски, ширина смуги, що ущільнюється, швидкість руху та інше.

Таблиця 19.2

Параметри оптимальних режимів роботи пневмокотків

Показники	Тип ґрунту
-----------	------------

	піщаний	супіщаний	суглинистий
Тиск повітря у шинах, МПа	0,2	0,3...0,4	0,5...0,6
Необхідне число проходів	2...3	3...4	5...6
Маса котка у % від максимальної	50	65...80	100

Для рядного розміщення шин зазор між колесами $(0,3...0,4)B$, а при шахматному - $(0,3...0,4)B$, де B - ширина профілю шини.

Під навантаженням шина деформується, відбиток поверхні у плані має вигляд еліпса з осями: a - більша вісь у напрямку руху колеса і b - менша вісь еліпса ($b=B$); площа контакту $S = 0,25\pi ab$.

На відміну від гладких котків у пневматичних епюра розподілення максимальних напружень по глибині шару, що оброблюється, має порівняно рівномірний і симетричний характер (див. рис. 19.9 в, г).

З урахуванням впливу жорсткості шини і її деформації середній тиск на ґрунт дорівнює

$$\sigma_{сер} = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi ab} = p(1-\psi), \text{ Па}, \quad (19.15)$$

де: Q - навантаження на колесо, Н; S - площа еліпса, м²; a, b - осі еліпса, м; p - тиск повітря у шині, Па; ψ - коефіцієнт жорсткості шин (табл. 19.3).

Таблиця 19.3

Залежність коефіцієнта жорсткості від тиску у шині

Тиск повітря у шині, p , МПа	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
Коефіцієнт жорсткості шини, ψ	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,15

Якщо врахувати, що при взаємодії шини з ґрунтом максимум контактного тиску зміщується в сторону руху котка, маємо

$$\sigma_{max} = 1,5\sigma_{сер} \leq (0,8...0,9)\sigma_p, \quad (19.16)$$

де σ_p - границя міцності ґрунту.

Допустиме навантаження на пневмоколесо дорівнює

$$Q = \alpha Sp \approx 0,12p\sqrt{BD^3}, \text{ Н}, \quad (19.17)$$

де: α - коефіцієнт, що враховує роботу покришки ($\alpha=1,5$; 1,0 і 1,3 відповідно для нормального, підвищеного і зниженого тиску); p - тиск повітря, Па; B, D - ширина і діаметр шини, м.

Прогин шини під навантаженням дорівнює

$$\lambda = \frac{0,3Q}{p} \sqrt{\frac{1}{BD}} \leq [\lambda], \text{ м}, \quad (19.18)$$

де: Q - у Н; B, D - у м, $[\lambda]$ - допустимий прогин шин ґрунтоущільнюючих машин, ($[\lambda]=0,15D$ - для звичайних шин; $[\lambda]=0,10D$ - для шин з металокордом); p - у Па. За прогином шин, тиском у них і їх розмірах із залежності (19.18) можна визначити навантаження на пневмоколесо Q .

Таким чином, деформація шини залежить не тільки від навантаження, але і від тиску тому, що залежність λ від Q лінійна. Тоді жорсткість шини у радіальному напрямку можна характеризувати модулем жорсткості – навантаженням, яке необхідне для деформації шини на 1 см.

Тиск повітря у шинах встановлюють у залежності від типу ґрунту і його щільності. При перших проходах, коли ґрунт порівняно розпушений, допускають зниження тиску повітря у шинах, що забезпечує не тільки кращу прохідність котка, але і більш рівномірний розподіл контактного тиску на поверхні і по глибині. При наступних проходах, коли міцність ґрунту зростає, деформація шини буде збільшуватися. Для

зменшення зношування шин необхідно або збільшувати тиск у шині, або зменшити масу баласту, що небажано. Сучасні котки мають пристрої для швидкого регулювання тиску (від 1,0 до 0,5 розрахункового тиску) і зміни маси котка (за рахунок баласту).

У залежності від стану ґрунту рекомендуються наступні тиски у шинах (МПа):

дуже розпушений ґрунт	– 0,05...0,10
злежаний насипний ґрунт	– 0,10...0,20
недоущільнений ґрунт	– 0,20...0,30
щільний ґрунт	– 0,30...0,40
дуже щільний ґрунт	– 0,40...0,45
зв'язні ґрунти	– 0,50...0,60
ґрунти непорушеної структури	– 0,60...0,80

Оптимальна товщина (м) шару ґрунту, що ущільнюється пневмоколісними котками дорівнює

$$h_{opt} = 2 \frac{\omega}{\omega_{opt}} \sqrt{Q \sigma_{sep}} = 2 \frac{\omega}{\omega_{opt}} \sqrt{Q \frac{p}{1-\psi}}, \quad (19.19)$$

де: ω , ω_{opt} - фактична і оптимальна вологість ґрунту; Q - у Н; σ_{sep} і p - у Па.

Якість ущільнення ґрунту залежить від протяжності контакту з пневмоколесом, яка внаслідок деформації шини має значно більше значення (до 1,0...1,5 с), ніж у інших типів котків. Однак, надзвичайне збільшення протяжності призводить до зниження продуктивності ущільнення.

Робочі швидкості руху при перших і наступних проходах складають 6...10 км/год., при проміжних проходах – 12...14 км/год. Необхідне число проходів для ущільнення зв'язних ґрунтів складає 6...8. Для незв'язних ґрунтів воно у 2 рази менше.

Решітчасті котки ефективні для ущільнення ґрунтів, які включають мерзлі грудки та інші включення. Порівняно з кулачковими котками такої ж ваги решітчасті котки обробляють ґрунт на дещо більшу глибину.

Валки котків виконують із сталюї решітки, яка відливається окремими ланками або зварюється із пруткового матеріалу. Наявність вікон у решітці створює добрі умови для очищення валків від залипання ґрунтом.

Вагу котка вибирають по контактному тиску

$$G = k_p \sigma_p S = k_p \sigma_p d \left[2L + \frac{D(L+D)}{D+d} \right], \text{ Н}, \quad (19.20)$$

де: $k_p=0,6...0,8$ - коефіцієнт, який враховує відмінність у роботі решітчастого котка від гладкого і число рядів елементів решітки на твірній котка (допускається, що контактна поверхня утворена одним рядом решіток); σ_p - контактний тиск, який дорівнює границі міцності ґрунту, Па (див. табл. 19.2); d - діаметр прутка, м; D - поперечний розмір вікна, м; L - довжина твірної котка.

Сегментні котки є різновидністю кулачкових. Вони мають збільшену опорну поверхню. Їх виконують у вигляді окремих сегментів, які шарнірно закріплені до валка. Це забезпечує більш рівномірне навантаження ґрунту, ущільнення якого проходить зверху вниз, як у гладких котках, але більш ефективно внаслідок можливого пластичного витікання ґрунту із-під сегменту у зазори між ними.

Сегментні котки мають властивість залипати ґрунтом, а тому їх застосування обмежене.

Тяговий розрахунок котків. Сумарний опір, який виникає при роботі ґрунто-ущільнюючих машин дорівнює

$$\sum W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4, \text{ Н}, \quad (19.21)$$

де: W_1 , W_2 , W_3 , W_4 - опори відповідно перекочуванню (переміщенню), подолання уклону поверхні руху, інерції, повороту машини.

Опір перекочуванню зумовлений головним чином деформацією ґрунту і по відсотковій величині є найбільшим

$$W_1 = f_1 G_{\max}, \quad (19.22)$$

де: f_1 - максимальне значення коефіцієнта опору кочення валків або коліс котка для першого проходу по розпушеному ґрунті (для котків з гладкими жорсткими валками - $f_1=0,15\ldots 0,20$; для кулачкових - $f_1=0,25\ldots 0,30$; для котків на пневматичних шинах - $f_1=0,12\ldots 0,15$); G_{\max} - максимальна вага котка, Н.

У процесі уключування коефіцієнт опору кочення знижується внаслідок зростання міцності ґрунту. Величина коефіцієнта опору кочення при будь-якому проході дорівнює

$$f_n = f_1 - \beta \lg n, \quad (19.23)$$

де: β - коефіцієнт, величина якого залежить від типу ґрунту і його початкового стану; n - номер чергового проходу, для якого розраховується коефіцієнт опору кочення.

Опір руху під ухил

$$W_2 = i G_{\max}, \quad (19.24)$$

де i - ухил ($i_{\max}=0,1$).

При розгоні котка до робочої швидкості буде виникати опір подоланню сил інерції

$$W_3 = \chi \frac{G_{\max} g}{gt}, \quad (19.25)$$

де: χ - коефіцієнт урахування оберткових мас; g - прискорення вільного падіння, м/с²; g - робоча швидкість руху котка, м/с; t - час розгону ($t=2\ldots 4$ с).

Опір руху на повороті $W_4 \approx 0,3 G_{\max}$.

При сумарному опорі підбирають базові тягачі і режими роботи.

Розрахунок продуктивності. Експлуатаційна продуктивність ущільнюючих машин

$$P_e = \frac{(B - \Delta) h_{\text{opt}} g k_e}{n}, \text{ м}^3/\text{год.}, \quad (19.26)$$

де: B - ширина смуги ущільнення або ширина валка, м; Δ - ширина перекриття ($\Delta=0,1\ldots 0,3$ м); h_{opt} - оптимальна глибина шару, що ущільнюється, м; g - середня робоча швидкість машини, м/год.; k_e - коефіцієнт використання машини по часу з урахуванням втрат на повороти, ви-падкові зупинки, переключення передач і таке інше ($k_e=0,8\ldots 0,9$ для котків; $k_e=0,7\ldots 0,8$ для трамбуєчих і вібраційних машин); n - число проходів по одному сліду (число повторних проходів), яке необхідне для досягнення потрібної щільності ґрунту.

Більш точна формула продуктивності для причіпних, напівпричіп них і самохідних котків з урахуванням повторних проходів

$$P_e = \frac{L h_{\text{opt}} B_y k_e k_e}{\left[L \left(\frac{n_1}{g_1} + \frac{n_2}{g_2} + \frac{n_3}{g_3} + \ldots + \frac{n_i}{g_i} \right) + n t_p \right] n' k'}, \text{ м}^3/\text{год.}, \quad (19.27)$$

де: L - довжина ділянки, що ущільнюється, м; B_y - ширина ділянки, що ущільнюється, м; k_e - коефіцієнт, який враховує енергетичні показники ґрунтоущільнюючої машини; $n_1, n_2, n_3, \ldots, n_i$ - число проходів котка по одному сліду (число повторних проходів), що виконуються відповідно при середній робочій швидкості $g_1, g_2, g_3, \ldots, g_i$, м/год.; $n=n_1+n_2+n_3+\ldots+n_i$ - загальне число повторних проходів котка; t_p - час, який необхідний для розвороту котка при одному проході, год.; n' - число одинарних проходів котка по ширині ділянки, що ущільнюється ($n' = B_y/B$); B - ширина валка, м; k' - коефіцієнт збільшення фактичного числа проходів у зв'язку з можливістю неточного їх виконання.

19.3. Трамбуючі машини

Основна перевага трамбуєчих машин порівняно з котками полягає у можливості ущільнення ґрунту на велику глибину (до 2 м). Крім того, трамбуєчі машини менш чутливі до вологості і можуть застосовуватися для ущільнення різних типів ґрунтів.

До недоліків трамбуєчих машин у першу чергу слід віднести порівняно малу

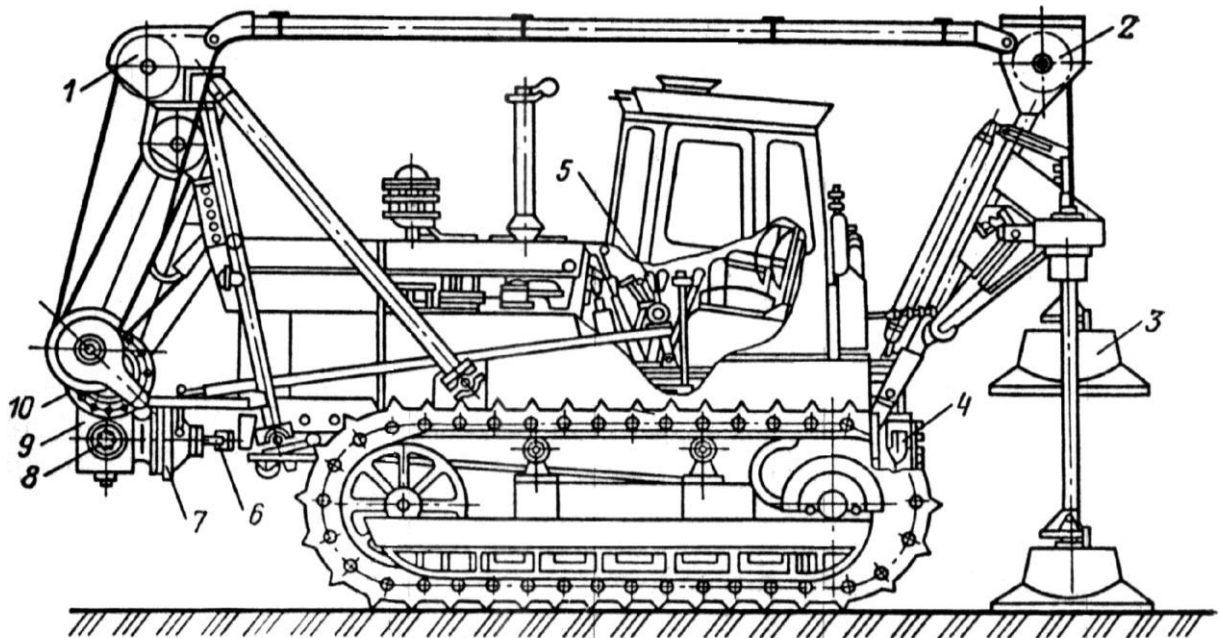
продуктивність і високу собівартість робіт, а у деяких випадках і складність конструкції.

Найбільше розповсюдження отримали наступні типи машин: трамбуючі плити на екскаваторах; трамбівки вибухові, дизельні, пневматичні та електричні.

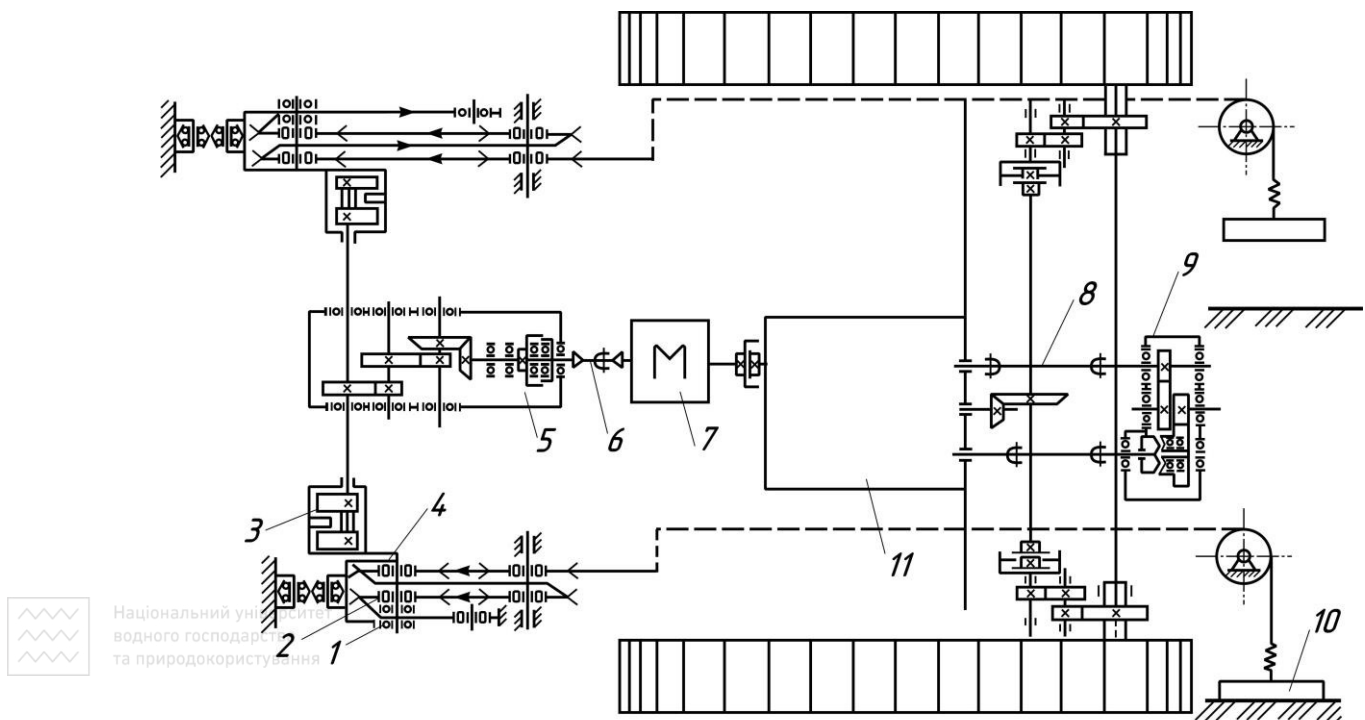
У якості робочих органів використовують трамбуючі плити різної маси, розмірів і форми, які скидаються на поверхню ґрунту, що ущільнюється, вільно під дією сил ваги або із застосуванням додаткових зовнішніх сил (стиснуте повітря, згорівши гази і таке інше). Ґрунт ущільнюється під дією кінетичної енергії вантажу, що падає, яка витрачається на незворотні переміщення частинок ґрунту, витіснення плівок рідкої фази із зони контактів і на пружні деформації компонентів ґрунту.

Сучасні трамбуючі машини по енергії удару підрозділяють на важкі (10...50 кДж), середні (1...10 кДж) і легкі (до 0,8...1,0 кДж).

На рис. 19.11 представлена самохідна трамбуюча машина на базі гусеничного трактора з ходозменшувачем 4. Вона призначена для пошарового ущільнення важких зв'язних і малозв'язних ґрунтів товщиною до 1,2 м у процесі будівництва плотин, дамб, земляного полотна та інших об'єктів. Робочий орган – дві чавунні плити 3 з опорною площадкою 1 м² і масою 1,3 т, які по черговому скидаються на ґрунт. Енергія удару – 14,3 кДж, частота ударів – 12...18 хв⁻¹. Ширина захвату – 2,5 м. Продуктивність – до 400...450 м³/год.



a)



б)

Рис. 19.11. Конструкція трамбувальної машини

а - загальний вигляд: 1, 2 - передня і задня підвіски; 3 - трамбувальні плити; 4 - ходозменшувач; 5 - важелі керування; 6 - карданний вал; 7 - зчеплення; 8 - перехідний фланець; 9 - редуктор; 10 - кривошипно-поліспастичний механізм; б - кінематична схема: 1 - огорожування блоків; 2 - підшипники; 3 - ексцентрик; 4 - кривошип; 5 - редуктор із зчепленням; 6 - карданний вал; 7 - двигун; 8 - вал відбору потужності; 9 - ходозменшувач; 10 - плита; 11 - коробка передач трактора

Чавунні плити 3 мають пружинний амортизатор і коуш для кріплення. Пружинний амортизатор пом'якшує ривки у момент підйому плити.

Піднімають і скидають плити 3 по чергово за допомогою кривошипно-поліспастичного механізму 10, який приводиться в обертання редуктором 9 від переднього вала відбору потужності трактора через карданний вал 6. У транспортне положення плити 6 піднімаються і утримуються від падіння крюками, які установлені на задній навісці 2.

Кожна плита 3 переміщається у двох направляючих штангах. Канати, на яких підвішені плити, обгинають направляючі блоки і запасовуються в кривошипно-поліспастичний механізм 10.

Передня 1 і задня 2 підвіски шарнірно закріплені на рамі трактора і зв'язані між собою трубами, в середині яких проходять канати для підйому плит.

Автоматичний підйом і скидання плит здійснюється кривошипно-поліспастичним механізмом 10, рухома обойма якого розміщена на кривошипі 4 (див рис. 19.11, б), який приводиться від силової установки від крайнього верхнього положення до нижнього. При проході верхньої мертвої точки кривошип 4 під дією сили ваги плити 10 обганяє поводок ексцентрика 3 і плита скидається на ґрунт, а кривошип 4 залишається у нижній мертвій точці, звідки після вибирання прослаблення каната він переводиться знову ексцентриком 3 у верхню мертву точку.

Ущільнення ґрунту трамбуванням проходить за рахунок енергії падаючої маси. Теорія робочого процесу трамбувальних машин розроблена М.Я.Хархутою.

Розглянемо основні положення. Взаємодія робочого органа з ґрунтом характеризується явищем удару

$$\int_0^{\tau} P dt = m(g_1 - g_2), \quad (19.28)$$

де: τ - час удару; P - сила удару; t - поточний час; m - маса робочого органа; $\mathcal{V}_1, \mathcal{V}_2$ - швидкості робочого органа до і після удару.

Робота трамбуючих машин звичайно ґрунтується на принципі вільного падіння, а тому початкова швидкість робочого органа на початку удару

$$\mathcal{V}_1 = \sqrt{2gH}, \quad (19.29)$$

де: g - прискорення вільного падіння; H - висота падіння вантажу.

Оскільки удар можливо рахувати абсолютно непружним ($\mathcal{V}_2=0$), тому із рівняння (19.28) з урахуванням (19.29) отримаємо

$$\int_0^{\tau} P dt = m\sqrt{2gH}. \quad (19.30)$$

Тому

$$\frac{0 + P_{\max}}{2} \tau = m\sqrt{2gH}. \quad (19.31)$$

Звідки

$$P_{\max} = \frac{2m\sqrt{2gH}}{\tau}. \quad (19.32)$$

Якщо позначити через S - площу основи плити, то максимальне напруження при ударі

$$\sigma_{\max} = \frac{2m\sqrt{2gH}}{S\tau} \leq (0,9...1,0)\sigma_p. \quad (19.33)$$

Для визначення σ_{\max} , крім основних параметрів робочих органів трамбуючих машин і висоти падіння, необхідно знати час удару, який при інших рівних умовах залежить від щільності, вологості і типу ґрунту. Для розпушених ґрунтів: незв'язних - $\tau=0,016$ с; зв'язних - $\tau=0,023$ с. Для щільних ґрунтів: незв'язних - $\tau=0,008$ с; зв'язних - $\tau=0,011$ с.

Основними вихідними параметрами робочих органів трамбуючих машин є маса трамбуючого органа, розміри і площі основи, висота падіння.

Якщо врахувати, що від удару до удару сила удару зростає, а час удару зменшується, а також зменшується занурення плити в ґрунт із-за того, що жорсткість основи ґрунту збільшується, М.Я.Хархута запропонував оцінювати трамбуючі плити за питомим імпульсом

$$i = \frac{I}{S} = \frac{m\sqrt{2gH}}{S}. \quad (19.34)$$

Висота падіння трамбуючих плит для розрахунків задається у межах $H=1...3$ м.

Для підбору параметрів трамбуючих плит слід приймати: $i=(0,8...0,9)i_{zp}$ - для насипних ґрунтів; $i=(1,5...2,0)i_{zp}$ - для ґрунтів непорушеної структури, де i_{zp} - граничний імпульс, при якому контактний тиск дорівнює границі міцності ґрунту і замість ущільнення настає руйнування ґрунту. У залежності від зв'язності ґрунтів рекомендуються наступні граничні імпульси (Н/см^2): малозв'язні ґрунти - $i_{zp}=0,4...0,6$; ґрунти середньої зв'язності - $i_{zp}=0,6...1,0$; ґрунти високої зв'язності - $i_{zp}=1,0...1,75$; дуже зв'язні ґрунти - $i_{zp}=1,75...2,25$.

При трамбуванні ґрунтів оптимальної вологості з коефіцієнтом ущільнення $k=0,95$ оптимальна товщина шару ущільнення

$$h_{onm} = \alpha B_{\min} \left(1 - e^{-3,7i/i_{zp}}\right), \text{ см}, \quad (19.35)$$

де: $\alpha=1,1$ і $1,5$ - відповідно для зв'язних і незв'язних ґрунтів; B_{\min} - мінімальний розмір робочого ущільнюючого органа, см; i, i_{zp} - відповідно питомий і граничний імпульси, $\text{Н}\cdot\text{с/см}^2$.

Для попередньої оцінки ефективності ущільнення можна приймати:

$i, \text{ Н}\cdot\text{с/см}^2$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,4	1,8
$h_{onm}, \text{ м}$	0,3	0,4	0,55	0,65	0,85	1,00	1,35

при умові, що $B_{\min}=(0,8...1,0)h_{onm}$.

При цьому необхідна кількість ударів

$$n \approx k_1 \frac{h}{h_{onm}} \cdot \frac{i_{zp}}{i}, \quad (19.36)$$

де: k_1 - коефіцієнт, який залежить від ступеня ущільнення і типу ґрунту ($k_1=4; 7; 14$ - для зв'язних ґрунтів і $k_1=2; 4; 10$ - для незв'язних ґрунтів відповідно для $k=0,95; 0,98$ і $1,00$); h , h_{onm} - відповідно товщина і оптимальна товщина шару ґрунту, що ущільнюється.

Потужність, яка необхідна на підйом плити

$$N = 10^{-3} \frac{mgH}{\eta t_{nid}}, \text{ кВт}, \quad (19.37)$$

де: m - маса у кг; $g=9,81$ м/с²; H - висота підйому плити у м; η - загальний коефіцієнт корисної дії привода механізму підйому; t_{nid} - час підйому плити, с.

Для канатного привода трамбуючих плит вихідним для міцнісних розрахунків є зусилля у початковий момент підйому плити

$$P = mg + k_d \mathcal{G} \sqrt{mc}, \text{ Н}, \quad (19.38)$$

де: k_d - коефіцієнт динамічності ($k_d=2,0$); \mathcal{G} - швидкість підйому плити, м/с; c - приведена жорсткість підвіски плити, Н/м ($1/c = 1/c_1 + 1/c_2 + 1/c_3$, де c_1, c_2, c_3 - відповідно жорсткості пружинного амортизатора, каната і приведена жорсткість трансмісії).

При підхваті падаючої плити максимальне навантаження на канат

$$P_{\max} = mg \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2Hc}{mg}} \right), \text{ Н}. \quad (19.39)$$

19.4. Вібраційні і вібротрамбуючі машини

Для ущільнення насипних незв'язних ґрунтів застосовують поверхневі вібраційні та вібротрамбуючі машини. Цей тип ущільнюючих машин особливо ефективний при роботі на ґрунтах з великою кількістю кам'яних включень.

Вібраційні машини за способом переміщення під час роботи можна розділити на при-чіпні, самохідні, переносні (див. рис. 19.1).

Машини першої групи під час роботи переміщуються тракторами з ходозменшувачами. Рух машин другої групи здійснюється під дією горизонтальної складової збурюючої сили, яка створюється збудженням коливань вібратора. Прохідність таких машин на розпушених ґрунтах дуже низька. Тому необхідне попереднє планування ґрунту, а у деяких випадках і першопочаткове ущільнення. Машини третьої групи менш розповсюджені і в основному застосовуються для ущільнення щебеню і гравію у стиснутих умовах. Ці машини підвішують до стріл екскаваторів або кранів.

За характером дії збурюючої сили вібраційні машини розділяються на дві групи: з ненаправленою дією збурюючої сили; з направленою дією збурюючої сили. У машин першої групи збурююча сила має постійну величину і змінний напрямок, у другої – постійний напрямок, але змінну величину (рис. 19.12). Більше розповсюджені знайшли вібратори на-правленої дії. Не дивлячись на більш складну їх конструкцію, вони забезпечують кращу якість ущільнення і більш спокійну роботу машин.

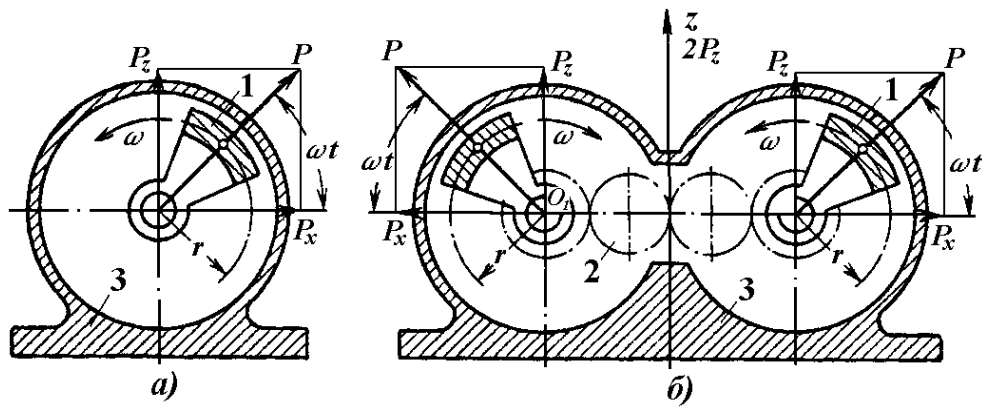


Рис. 19.12. Схеми вібраторів:

а - ненаправленої дії; б - направленої дії; 1 - ексцентриковий вантаж; 2 - механічна передача; 3 - корпус

Фізична суть процесу вібраційного ущільнення заключається у наступному. При роботі вібраційних машин під дією кінетичної енергії, яка створюється вібратором за рахунок обертання незрівноважених мас (ексцентрикових вантажів), частинки ґрунту, які розміщені у зоні дії вібратора, приводяться у стан коливального руху. Оскільки маси частинок ґрунту неоднакові, тому і сили інерції, які діють на ці частинки, також мають різну величину. Якщо різниця сил інерції в окремих суміжних частинках невелика, то напруження, які виникають на їх границях, будуть зрівноважені силами тертя і зчеплення. Якщо ця різниця буде достатньою, то сили зв'язку між частинками будуть порушуватися і частинки ґрунту будуть відриватися одна від одної і розпочнеться їх відносне переміщення у напрямку пустот, що призводить до збільшення щільності ґрунту. При інших рівних умовах ущільнення ґрунтів буде проходити тим інтенсивніше, чим більша різниця у розмірах частинок і чим менші сили зв'язку між ними. Тому незв'язні ґрунти, які мають у своєму складі частинки різної величини зі слабкими зв'язками між ними, добре ущільнюються вібруванням і навпаки.

Ефективність ущільнення ґрунту вібруванням суттєво залежить від вологості. При несуттєвому підвищенні вологості ґрунту понад оптимальне значення ефективність ущільнення зростає, що пояснюється деяким зниженням зв'язків між ґрунтовими частинками. Під час вібрування надлишок води піднімається на поверхню, а тому необхідно забезпечити її відведення. Ущільнення ґрунтів з вологістю меншою оптимальної малоефективне, а у ряді випадків навіть неможливе із-за великих сил тертя і зчеплення у ґрунтах.

При зростанні збурюючої сили збільшується амплітуда коливань вібратора і частинок ґрунту. До визначеного значення збурюючої сили коливання вібратора будуть гармонійними, а потім коливання набувають хаотичного характеру, при якому можливий відрив вібратора від поверхні ґрунту.

Характер коливань залежить від відношення збурюючої сили P до сили ваги вібратора, які коливаються. Збурююча сила створюється відповідним вібраційним механізмом і змінюється по визначеному закону. Для оцінки характеру коливального процесу приймається до уваги максимальне значення збурюючої сили.

Якщо відношення збурюючої сили до сили ваги вібратора позначити через k ($k=P/G$), то при деякому критичному значенні $k_{кр}$ цього відношення можливий відрив вібратора від поверхні ґрунту. При $k > k_{кр}$ - проходить відрив вібраційної плити від поверхні ґрунту, а потім удар по ґрунту. Такий процес ущільнення ґрунту називається віброударним. При $k < k_{кр}$ цього явища майже не спостерігається. Таким чином, машини у яких $k < k_{кр}$ відносяться до вібраційних, а при $k > k_{кр}$ до вібротрамбуючих. Вібраційні машини ущільнюють ґрунт у результаті надання частинкам ґрунту коливальних рухів. Вібротрамбуючі машини здійснюють цей процес під дією вібрації і трамбування.

До основних параметрів вібраційних і вібротрамбуючих машин відносяться розміри

віброплити, вага частин вібратора, які коливаються, частота коливань і величина збурюючої сили.

Мінімальний розмір віброплити, тобто ширина B повинна бути не меншою оптимальної товщини шару ґрунту h_{opt} ($B \geq h_{opt}$). У цьому випадку буде забезпечене ущільнення ґрунту у шарі h_{opt} до оптимальної щільності.

Максимальний розмір віброплити, тобто її довжина залежить від швидкості руху вібротрамбуючої машини \mathcal{Q} , необхідного часу вібротрамбування t і необхідної кількості про-ходів m .

$$L = \frac{\mathcal{Q}t}{m}. \quad (19.40)$$

Необхідний час вібротрамбування

$$t = \frac{c}{n}, \text{ хв.}, \quad (19.41)$$

де: n - частота коливань вібратора за 1 хв.; c - число повторних прикладань навантаження, яке необхідне для доведення ґрунту до потрібної щільності (для незв'язних ґрунтів $c=(1,5...5,0)10^3$).

Сила ваги частин вібратора, які коливаються, суттєво впливає на процес вібротрамбування ґрунту. Якщо сила ваги недостатня, то потрібна щільність ґрунту не може бути досягнута ні за рахунок зменшення товщини шару ґрунту, що ущільнюється, ні за рахунок збільшення часу вібротрамбування.

Силу ваги частин вібротрамбуючих машин, що коливаються G , прийнято визначати по величині статичного тиску $p=G/F$, де F - опорна площа віброплити.

Для досягнення необхідної глибини і ступеня ущільнення ґрунту значення статичного тиску повинно бути не нижче приведених значень: перезволожені піски – (3...4) кПа; піски оптимальної вологості (6...10) кПа; супіщані ґрунти оптимальної вологості – (10...20) кПа.

Критичне відношення $k_{кр}$ залежить від частоти коливань і має наступні значення (табл. 19.4).

Таблиця 19.4

Значення критичних відношень $k_{кр}$

Частота коливань за 1 хв.	750...1500	1500...3000	3000...5000
Критичне відношення, $k_{кр}$	0,9...1,0	1,0...1,4	1,4...2,3

Для проектування вібротрамбуючих машин відношення k приймається у залежності від величини статичного тиску із табл. 19.5.

Таблиця 19.5

Значення k для вібротрамбуючих машин

Статичний тиск, кПа	25...35	15...25	5,0...15
k	3,0...2,5	6,0...3,0	12...6,0

Частоту коливань вібраційних машин вибирають у залежності від статичного тиску, керуючись даними: для $p=5...10$ кПа $n=2000...1200$ хв.⁻¹; для $p=10...20$ кПа $n=1200...900$ хв.⁻¹.

На рис. 19.6, а показана схема вібратора ненаправленої дії. При обертанні незрівноваженої маси дебалансу 1 з постійною кутовою швидкістю виникає збурююча сила (центро-біжна сила інерції)

$$P = M_{\delta} \omega^2 r \approx \frac{\pi M_{\delta} n^2 r}{900}, \text{ Н}, \quad (19.42)$$

де: M_{δ} - маса дебалансу в кг; ω - кутова швидкість руху дебалансу, с⁻¹; r - відстань від осі обертання до центру ваги дебалансу, м; n - частота обертання дебалансу за 1 хвилину.

Силу P можна представити як суму сил

$$P_x = P \cos \omega t \text{ і } P_z = P \sin \omega t, \quad (19.43)$$

де t - змінний час.

Вертикальна складова збурюючої сили P_z виконує корисну роботу, а горизонтальна P_x може викликати пошкодження кріплення вібратора, зменшення продуктивності машини і збільшення витрат енергії. Основна перевага вібраторів ненаправленої дії – простота кон-струкції.

Для усунення дії горизонтальної складової збурюючої сили застосовують вібратори направленої дії. Найпростішим вібратором такого типу є двовальний вібратор (див. рис. 19.6, б). Вали, на яких встановлені дебаланси 1, з'єднані механічною передачею 2, наприклад, у вигляді зубчастих коліс і обертаються у протилежні сторони з однаковою кутовою швидкістю. При цьому горизонтальні складові збурюючої сили P_x (якщо рівні маси дебалансів) завжди будуть рівні за величиною, але протилежно направлені. Таким чином, вони будуть взаємозрівноважувати одна одну. Вертикальні складові збурюючої сили також будуть мати однакову величину, але навпаки горизонтальні складові їх направлення будуть співпадати. Внаслідок цього вібратор отримує направлену силу дії інерції, причому лінія їх дії завжди буде перпендикулярна до прямої, яка з'єднує геометричні центри валів дебалансів. Величина збурюючої сили у цьому випадку

$$P = 2P_z = 2P \sin \omega t = \frac{\pi M_\delta n^2 r}{450} \sin \omega t, \text{ Н.} \quad (19.44)$$

Таким чином, збурююча сила змінюється гармонійно від $P_{\min}=0$ при $\omega t=0$ і $\omega t=180^\circ$ до $P_{\max}=2P$ при $\omega t=\pm 90^\circ$.

Вібратори направленої дії забезпечують не тільки більш спокійну роботу вібраційної машини, але і можуть забезпечити самохідність машини.

Суттєвим недоліком розглянутих вібраторів є велике навантаження на опори (підшипники). Тому для зниження навантажень на опори застосовують вібратори, які складаються із декількох пар валів і з'єднані між собою зубчастими колесами.

Самохідність вібраторів направленої дії забезпечується шарнірним поворотом корпусу вібратора відносно вертикальної осі на кут α (див. рис. 19.2, і). Тоді горизонтальна і верти-кальна складові коливань будуть відповідно дорівнювати

$$\begin{cases} P_x = 2P \sin \omega t \sin \alpha; \\ P_y = 2P \sin \omega t \cos \alpha. \end{cases} \quad (19.45)$$

За рахунок горизонтальної складової P_x вібратор може самостійно переміщуватися. На цьому принципі ґрунтується переміщення самохідних вібраційних машин. Ті віброелементи, корпуси яких можуть шарнірно нахилитися для отримання поступального руху машини називаються маятниковими.

19.5. Вібраційні котки

Вібраційні котки (див. рис. 19.6, 19.7) порівняно з котками статичної дії мають меншу матеріалоемність і внаслідок можливості регулювання частоти і вимушеної сили краще пристосовуються до різних ґрунтових умов. Ефективність вібраційних котків по глибині і ступеню ущільнення у декілька разів перевищує показники котків статичної дії.

Ефект вібраційних котків може бути оцінений коефіцієнтом ефективності k_e , який являє собою відношення

$$k_e = \frac{q}{q_\sigma}, \quad (19.46)$$

де: q - лінійний тиск звичайного гладкого котка, який необхідний для доведення ґрунту до необхідної щільності у шарі оптимальної товщини; q_σ - лінійний тиск того ж котка, при тих же умовах, але при наявності коливань цього котка.



Національне
водного господарства
та природокористування

Цей коефіцієнт визначає відносну економію у вазі котка при умові отримання однакової ущільнюючої властивості і залежить від вмісту глинистих частинок у ґрунті (гранулометричного складу). Така залежність приведена на рис. 19.13.

Із графіка видно, що ефективність вібраційної дії знижується з підвищенням вмісту у ґрунтах глинистих частинок, особливо інтенсивно при збільшенні їх з 2 до 6%. При ущільненні піщаних ґрунтів за рахунок вібраційної дії маса котка може бути знижена приблизно у 5 разів, для супіщаних – у 2 рази, а при ущільненні середніх і важких суглинків всього на 10...30%.

Діаметр валка котка необхідно вибирати не меншим 1000 мм. Для важких типів котків, лінійний тиск яких досягає 600...700 Н/см, діаметр валка звичайно вибирають у межах 1600...1800 мм. Ширина валка котка в існуючих конструкціях перевищує його діаметр у 1,1...1,8 рази. Для забезпечення необхідної стійкості при роботі машини ширина валка не повинна бути меншою у 2,4...2,8 рази його радіуса.

Лінійний тиск необхідно вибирати у залежності від типу ґрунту, який ущільнюється. Для супіщаних ґрунтів $q=150\ldots3000$ Н/см, а для суглинистих ґрунтів $q=500\ldots600$ Н/см.

Відносну величину збурюючої сили необхідно визначати з урахуванням нерівності $P \geq (3,5 \ldots 4,0)Q$, де: P - амплітудне значення збурюючої сили; Q - сила ваги котка, яку сприймає валок. Частоту коливань можна вибирати, керуючись тими рекомендаціями, які були приведені для вібраційних плит.

Підвищення швидкості руху котка призводить до зниження глибини ущільнення ґрунту, яка стає суттєвою після перевищення граничного значення швидкості $\vartheta_{\text{гр}}$, яка може бути визначена за емпіричною формулою Попова

$$\vartheta_{\text{гр}} = \vartheta_{\text{опт}} = 0,2\sqrt{\omega}, \text{ км/год.}, \quad (19.47)$$

де: $\vartheta_{\text{опт}}$ - оптимальна швидкість котка, км/год.; ω - частота коливань, Гц.

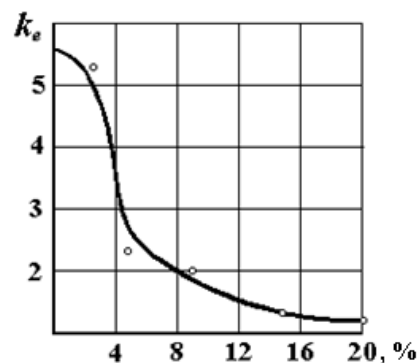


Рис. 19.13. Залежність коефіцієнта k_e від вмісту у ґрунті глинистих частинок

19.6. Техніко-економічне співставлення і основні напрямки розвитку машин для ущільнення ґрунтів

Машини для ущільнення ґрунтів вибирають у залежності від типу ґрунту, товщини шару ґрунту, що ущільнюється, продуктивності і вартості одиниці роботи. Ці показники за даними М.Я.Хархути приведені у табл. 19.6.

Із таблиці видно, що найбільш продуктивними машинами, які забезпечують найменшу вартість ущільнення ґрунтів є котки. Однак котки ущільнюють ґрунти на порівняно малу глибину. Крім того, їх робота ефективна при наявності значного фронту робіт. Тому, застосування котків найбільш раціональне для ущільнення насипів автомобільних доріг, дамб та інших подібних споруд.

Розвиток ґрунтоущільнюючих машин іде в напрямку розширення виробництва пневмоколісних і комбінованих котків, трамбуючих машин ударної і вібраційної дії, підвищення ефективності ущільнюючих органів, застосування багаторежимних вібраційних машин з параметрами, які регулюються, гідравлічних приводних систем і трансмісій, максимальної уніфікації машин, автоматизації керування робочого процесу і контролю ступеня ущільнення, зниження рівня вібрації і шуму.

Таблиця 19.6

Показники машин для ущільнення ґрунтів

Тип машини	Тип ґрунту	Оптимальна товщина шару, см	Продуктивність, м ³ /год.	Відносна вартість ущільнення ґрунтів
Причіпні і	зв'язні і	30...40	100...300	1

напівпричіпні пневмокотки	незв'язні			
Кулачкові котки	зв'язні	15...25	130...170	0,7
Причіпні решітчасті котки	зв'язні і незв'язні	25...35	100...200	1,2
Трамбуючі плити на екскаваторах	зв'язні і незв'язні	60...120	40...110	2
Трамбуючі самохідні машини	зв'язні і незв'язні	40...70	130...200	1,4
Вібротрамбуючі плити важкі	незв'язні	35...40	20...50	1,6
Вібраційні котки	незв'язні	30...40	200...300	1,3

Контрольні питання

1. Класифікація ґрунтоущільнюючих машин.
2. Конструкція ґрунтоущільнюючих котків.
3. Вибір основних параметрів котків.
4. Тяговий розрахунок і продуктивність котків.
5. Конструкція трамбуючих машин.
6. Вибір основних параметрів трамбуючих машин.
7. Класифікація вібраційних і вібротрамбуючих машин.
8. Вибір основних параметрів вібраційних і вібротрамбуючих машин.
9. Ефективність застосування і основні напрямки розвитку машин для ущільнення ґрунтів.



Національний університет
водного господарства та природокористування

20. РОЗПУШУВАЧІ

20.1. Загальні відомості

Розпушувачем називається землерийна машина з навісним або причіпним робочим органом у вигляді рам із зубами для пошарового руйнування ґрунту.

Будівельні розпушувачі застосовуються, як правило, для ґрунтів, які безпосередньо не можуть розроблятися землерийними або землерийно-транспортними машинами з повним використанням їх продуктивності. Порівняно з вибуховим розпушенням напівскельних і замерзлих ґрунтів застосування цих машин дозволяє знизити вартість землерийних робіт майже в два рази.

Будівельні розпушувачі використовуються в дорожньому і гідротехнічному будівництві, в кар'єрах для добування сировини, яка використовується для виробництва будівельних матеріалів, при розробці мерзлого ґрунту, для вилучення із ґрунту каміння і пеньків, для руйнування дорожнього покриття.

Розпушувачі класифікують за цільовим призначенням, за способом агрегування, за ходовою частиною, за конструктивними признаками, за системою керування, за потужністю двигуна і тяговим зусиллям (рис. 20.1).



Національне агентство
з управління водними
ресурсами України
та природокористування



Рис. 20.1. Класифікаційна схема розпушувачів

20.2. Конструкції розпушувачів

У причіпного розпушувача основним елементом конструкції (рис. 20.2, а) є тягова рама 8. В її передній частині знаходиться зчіпний пристрій 9 для з'єднання з тягачем 11, а в задній баласт 4. До неї ж прикріплені зубці 5 із знімними наконечниками 6. Тягова рама шарнірно з'єднана з підйомною рамою 3, що спирається на піввісь коліс 7. Для переведення в транс-портне положення або зменшення глибини розпушення тягова рама із зубами піднімається лебідкою 1 і поліспастом 2. Опускання тягової рами і заглиблення в ґрунт зубів відбувається під дією сил тяжіння при розгальмованій лебідці, що приводиться в дію від вала відбору потужності 10.

Навісні розпушувачі (рис. 20.2, б-є) складаються з базової машини 12, робочого органа 14, підвіски і системи керування.

Система керування, як правило, гідравлічна; підйом і опускання рами 15 розпушувача, до якої кріпляться зуби, здійснюється гідроциліндрами 13.

У порівнянні з причіпними навісні розпушувачі мають ряд переваг: меншу масу, оскільки для заглиблення зубів використовується сила тяжіння тягача; просту конструкцію, велику маневреність і стійкість. Причіпні розпушувачі тепер застосовуються вже рідко. Існує декілька типів підвісок навісних розпушувачів: триточкова (рис. 20.1, б) з кріпленням внутрішньої рами 15 до корпусу заднього моста трактора; триточкова (рис. 20.2, в) з кріпленням охоплюючої рами 15 розпушувача до рам гусеничних візків або корпусу базового трактора; чотириточкова, або паралелограмна (рис. 20.2, з) з кріпленням внутрішньої рами до корпусу заднього моста базової машини; чотириточкова (рис. 20.2, д) з кріпленням внутрішньої рами 15 до заднього моста за допомогою додаткової охоплюючої рами 16; триточкова з охоплюючою універсальною рамою 17 (рис. 20.2, є).

У випадку кріплення рами розпушувача до рам гусеничних візків або корпусу базового трактора кут різання зубів при зміні глибини розпушення змінюється незначно, корпус заднього моста навантажений мало, зусилля в штоках гідроциліндрів порівняно невеликі. Рама охоплюючого типу забезпечує хорошу стійкість розпушувача в поперечному напрямі і може бути легко пристосована для роботи з штовхачем, однак дещо затрудняється прохід ґрунту під поперечиною рами, підвіска має порівняно велику масу і тому використовується тільки в спеціальних розпушувачах.

При триточковому кріпленні рами розпушувача до корпусу заднього моста кут різання зубів змінюється більше; знижується поперечна стійкість машини, зростають навантаження в шарнірах і штоках гідроциліндрів. Але, завдяки простоті конструкції і порівняно невеликій масі, такий тип підвіски застосовується на розпушувачах всіх класів.

При паралелограмній підвісці рами розпушувача кут різання не залежить від заглиблення зубів, довжина поперечної балки рами може бути менше ширини трактора. Цей тип підвіски дає можливість легко встановлювати бічні зуби для роботи біля стіни. Проте конструкція має більше число шарнірів, меншу поперечну стійкість і велике

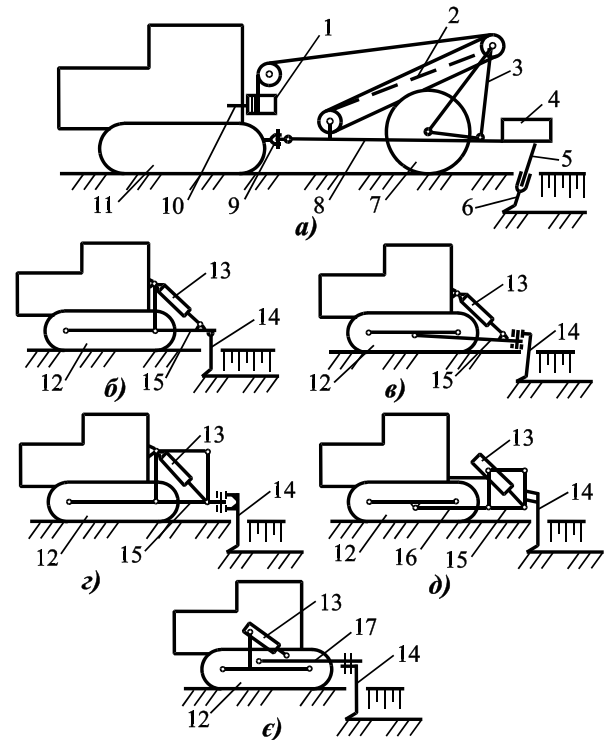


Рис. 20.2. Схеми навісок розпушувачів: а - з канатно-блочною системою керування; б, в, є - три точкова з гідравлічною системою керування; з, д - чотири точкова (паралелограмна) з гідравлічною системою керування

навантаження на корпус заднього моста машини, ніж при інших типах підвісок. Зберігаючи постійний кут різання, паралелограмна підвіска знаходить все більше застосування, особливо в потужних і надпотужних машинах.

Універсальні охоплюючі рами застосовуються в легких розпушувачах. Їх штовхаючі бруси разом з гідроциліндрами можуть використовуватися для переднього і заднього навісного обладнання.

На рис. 20.3 показані елементи конструкції розпушувача, виконаного за схемою, зображеною на рис. 20.2, б.

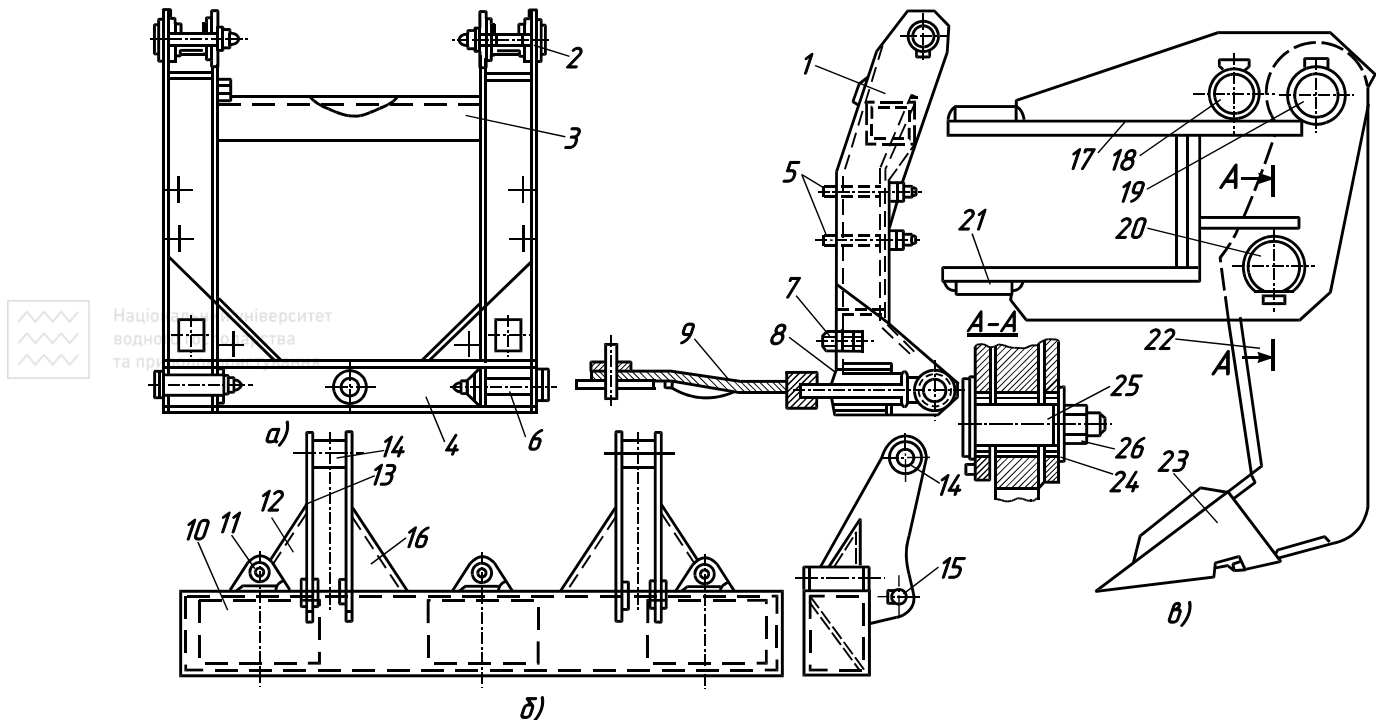


Рис. 20.3. Елементи конструкції розпушувача:
а - стійка; б - рама; в - башмак із зубом

Стояк (рис. 20.3, а) служить для з'єднання рами розпушувача з корпусом заднього моста. Він складається з двох вертикальних балок 1 і двох горизонтальних балок 3 і 4 коробчастого перетину. За допомогою шпильок 5 і 7, а також причіпної серги 9 з болтом 8 стійка кріпиться до корпусу заднього моста трактора. Пальцями 2 стояк з'єднаний з гідроциліндрами, а пальцями 6 - з рамою розпушувача.

Рама (рис. 20.3, б) складається із зварної балки 10 з щокми 13 і вушками 11. В середині балка посилена діафрагмами, а щокми - ребрами жорсткості 12 і 16. До верхніх кінців щок приварені втулки 14, якими рама з'єднується зі стояком. У нижній частині щок є отвори 15, в яких знаходяться пальці штоків гідроциліндрів. У вушках 11 рами монтуються три башмака із зубами.

Башмак 17 (рис. 20.3, в) має бобишки 21 з отворами для кріплення до рами. Отвори 18, 19 і 20 служать для встановлення в башмаку зуба 22. Кут різання зубом регулюється закріпленням його вершини в отворах 18 і 19. З'єднується зуб з башмаком за допомогою пальця 25, шайби 24 і корончастої гайки 26. На нижню частину зуба насаджена коронка 23.

Робочий орган оснащується одним або декількома зубами, кріплення яких може бути жорстким (рис. 20.2, а, б, д, е) і шарнірним (рис. 20.2, в, з). Кут повороту зубів в горизонтальній площині при шарнірному кріпленні обмежується 15° в обидві сторони. Така рухливість зубів зменшує бічні навантаження на машину і дозволяє їй краще зберігати прямолінійність руху. Але при шарнірному кріпленні зуби можуть обходити перешкоди в ґрунті, що затрудняє подальшу розробку ґрунту скреперами. Цей недолік усувається при жорсткому кріпленні зубів.

Шарнірне кріплення зубів застосовується при розпушенні скельних тріщинуватих ґрунтів, а також ґрунтів з включенням великих брил і валунів. На спеціальних розпушувачах з великою глибиною розпушення частіше кріплення зубів жорстке.

За формою розрізняють зуби зігнуті, прямі і напівзігнуті (рис. 20.4). Зігнуті зуби (рис. 20.4, *а*) розрихлюють ґрунт на глибину до 0,8 м. Вони можуть використовуватися на скельних ґрунтах пластового залягання; при заглибленні зубів виникають сили, які сприяють відриву пласта від масиву. Прямі зуби (рис. 20.4, *б*) успішно застосовують (останнім часом частіше за решту типів) для розпушення різних ґрунтів. Напівзігнуті зуби (рис. 20.4, *в*) дозволяють зменшити зусилля заглиблення при великому куті різання.

Завдяки високій абразивності мерзлих і міцних ґрунтів робочий інструмент розпушувачів інтенсивно зношується, тому зуб, як правило, роблять складеним (рис. 20.4, *г-ж*). Зуб складається із стійки 1, наконечника (коронки) 2, протектора 3 і деталей кріплення 4. Протектор служить для захисту стійки від зносу і так само, як наконечник, є змінною частиною.

Досвід експлуатації розпушувачів показав, що форма наконечників зубів у вигляді плоского клина не оптимальна. Істотним недоліком її є збільшення ширини поверхні зносу по задній грані.

Рис. 20.4. Зуби розпушувачів:

а - зігнуті; *б* - прямі; *в* - напівзігнуті; *г* - з підп'ятником; *д* - з коронкою; *е* - зі вставним наконечником; *ж* - з відігнутих кінцем

У наконечниках конструкції Київського інженерно-будівельного інституту (КНУБА) і Челябінського заводу дорожніх машин ім. Коллющенко на передній і задній гранях зроблені виступи. Перевагою цих наконечників є малий кут різання, можливість великого вкорочення їх по мірі зносу при незначному збільшенні поверхні зносу, розчленування зони руйнування ґрунту виступом на передній грані на дві частини, що знижує динамічність робочого навантаження, великий термін служби.

Стояки зубів виготовляються з листової сталі або кованими, наконечники - литими з марганцевої сталі. Поперечний переріз стояків переважно прямокутний; у передній частині стояків робляться скоси під кутом 30...45° для зменшення опору ґрунту. Товщина стояка 60...100 мм, кут загострення наконечників зубів 20...30°, задній кут різання не менше 5...7°. Кут різання переважно рівний 30...45°. При розробці ґрунтів з великими включеннями його слід приймати дещо більшим.

Довжина зубів повинна бути більша максимальної глибини розпушення на 0,1...0,3 м, щоб рама розпушувача вільно проходила над поверхнею розпушеного ґрунту.

Висота підйому зубів легких розпушувачів над рівнем руху базової машини повинна складати 0,3...0,5 м, середніх - 0,6...0,7 м, потужних - більше 0,7 м. Необхідний задній кут в'їзду в транспортному положенні при цьому повинен бути не менше 20...30°.

Число зубів і їх крок залежать від призначення розпушувача, глибини розпушення, розміру кусків і фізико-механічних властивостей ґрунту, що допускається.

При п'яти зубах в легкому розпушувачі їх крок рівний 0,3...0,5 м, при трьох - 0,8...1 м. Крок зубів середніх розпушувачів рівний 0,9...1,3 м, потужних і надпотужних - 1,4 м.

Відстань від зубів до гусениці повинна бути більше довжини зони руйнування ґрунту в напрямі руху розпушувача. Переважно воно рівне півтора-двом глибинам

розпушення.

Бульдозер-розпушувач на базі трактора тягового класу 60 кН (рис. 20.5, 20.6) складається із навісного розпушувального і бульдозерного обладнання.

Розпушувальне обладнання встановлене на задній стінці корпусу бортових фрикціонів трактора за допомогою шпильок і причіпної сережки. Розпушувальне обладнання паралело-грамного навішування чотириланкове, складається з опорної рами, верхньої і нижньої тяги, гідропривода, робочої балки і зуба. Опорна рама - несучий елемент кріплення розпушувального обладнання до трактора. Верхня і нижня тяги є з'єднуючою ланкою між опорною рамою і робочою балкою розпушувального обладнання.

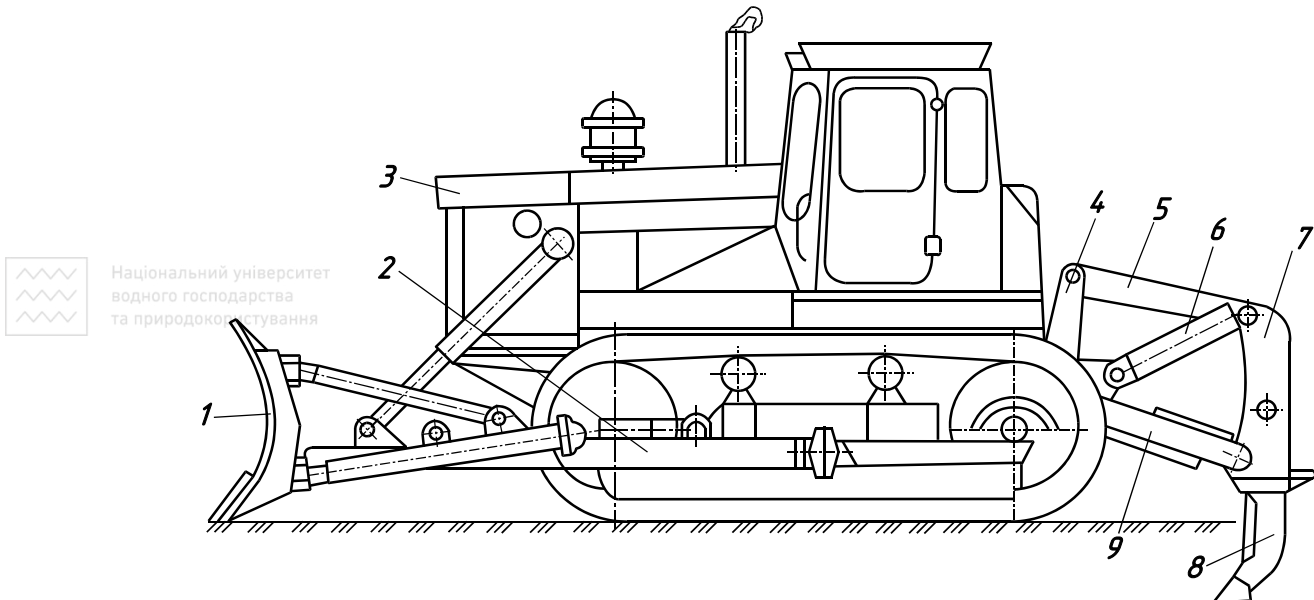


Рис. 20.5. Загальний вигляд бульдозера-розпушувача на базі трактора тягового класу 60 кН: 1 - відвал з штовхачами; 2 - універсальна рама; 3 - трактор; 4 - опорна рама; 5, 9 - верхня і нижня тяги; 6 - гідроциліндри розпушувального обладнання; 7 - робоча балка; 8 - зуб

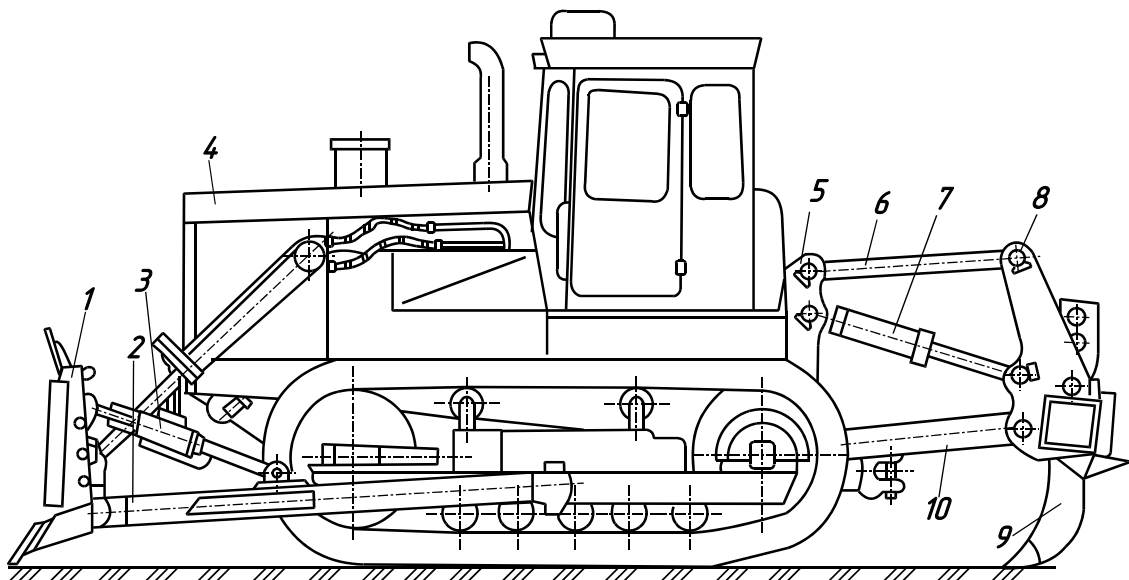


Рис. 20.6. Модифікація бульдозера-розпушувача на базі трактора тягового класу 60 кН: 1 - відвал; 2 - штовхаючий пристрій; 3 - гідросистема перекошу відвала; 4 - трактор; 5 - опорна рама; 6, 10 - верхня і нижня тяги; 7 - гідросистема розпушувача; 8 - робоча балка; 9 - зуб

Розпушувальне обладнання показане на рис. 20.7.

Зуб розпушувача (рис. 20.8) складається із стояка, наконечника, розширювачів і

деталей кріплення. Ступінчаста зміна максимального заглиблення забезпечується за рахунок двох отворів у стояку зуба. Зуби розпушувачів можуть відрізнятись застосуванням розширювачів на стояку.

Розширювачі, встановлені на зубі розпушувача, являються додатковим змінним обладнанням і призначені для підвищення продуктивності при розпушенні.

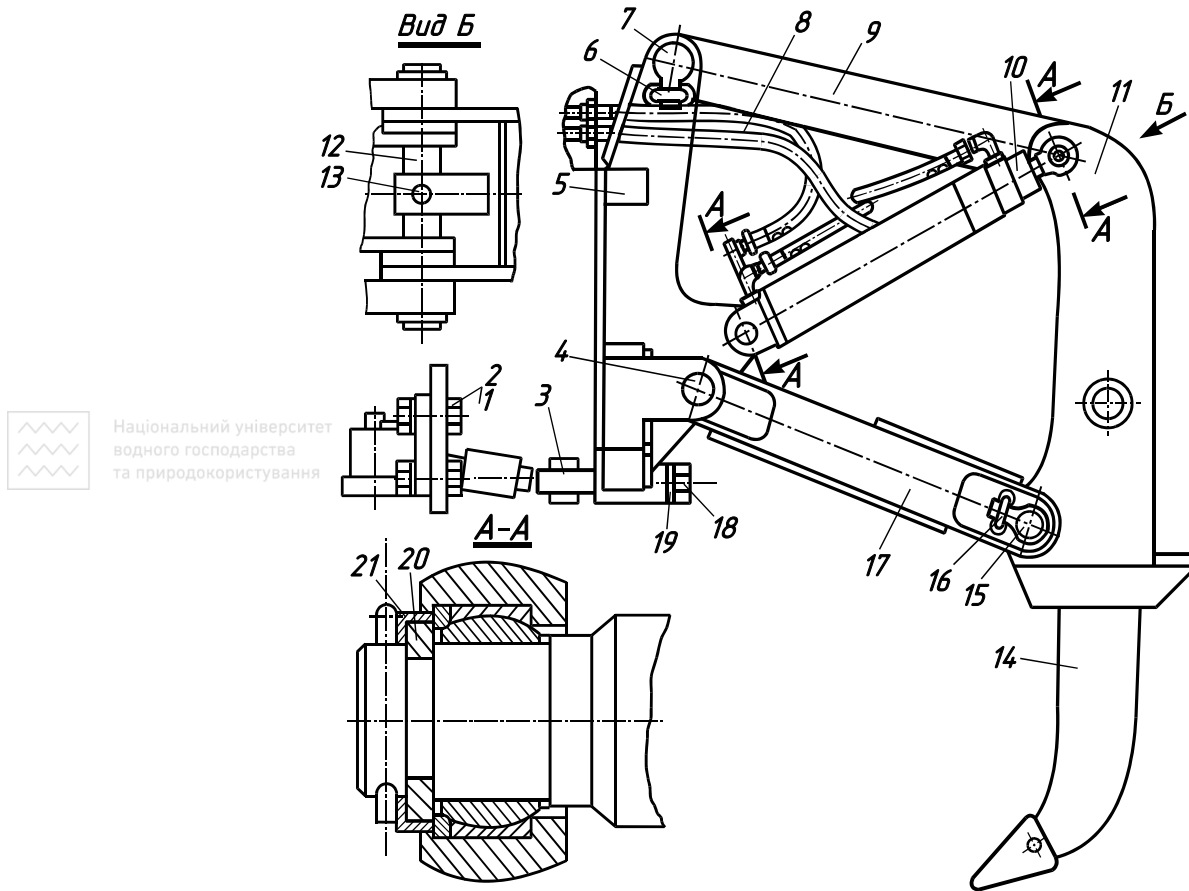


Рис. 20.7. Конструкція типового розпушувального обладнання:
1, 2 - болтове з'єднання; 3 - причіпна сережка; 4, 7, 12, 15 - осі; 5 - опорна рама;
6, 16 - планки; 8 - рукави; 9, 17 - верхня і нижня тяги; 10 - гідроциліндр; 11 -
робоча балка; 13 - палець; 14 - зуб; 18 - різьбове кріплення; 19 - сферична
шайба; 20 - півкільце; 21 - кришка



Національний університет
водного господарства
та природокористування

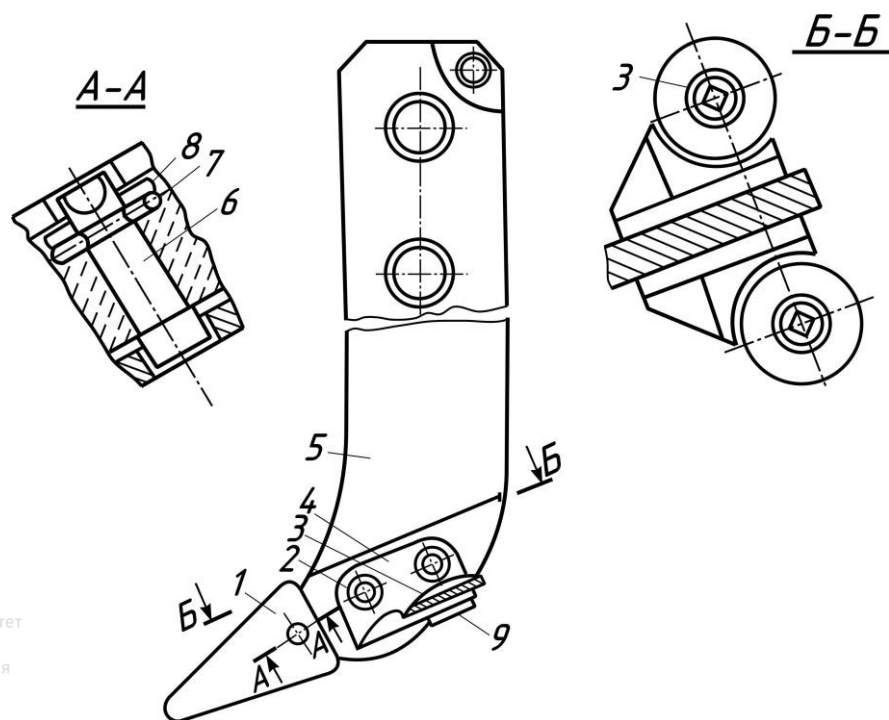


Рис. 20.8. Конструкція зуба розпушувача з розширювачами:

1 - наконечник; 2 - втулка; 3 - тарілка; 4 - розширювач; 5 - стояк; 6 - палець;
7 - пружинна чека; 8, 9 - шайби

Розпушувачі статичної дії за номінальним тяговим зусиллям базових тракторів

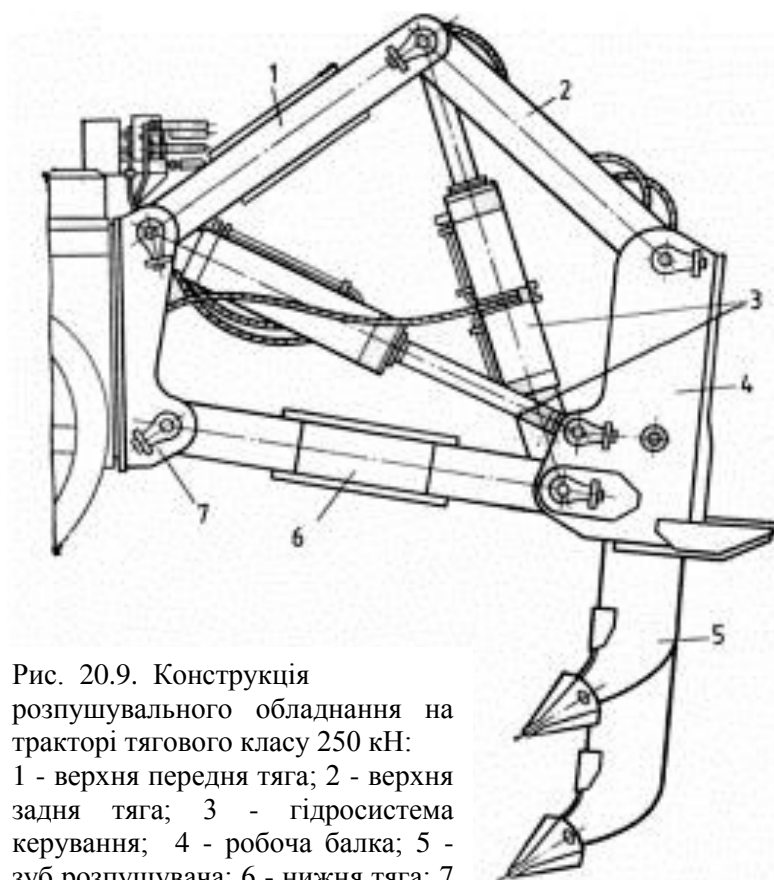


Рис. 20.9. Конструкція розпушувального обладнання на тракторі тягового класу 250 кН:

1 - верхня передня тяга; 2 - верхня задня тяга; 3 - гідросистема керування; 4 - робоча балка; 5 - зуб розпушувача; 6 - нижня тяга; 7 - кронштейн

дні показані на рис. 20.9. Технічні характеристики розпушувачів статичної дії приведені в табл. 20.1.

розділяють на надважкі з тяговим зусиллям більше 300 кН (потужність двигуна більше 300 кВт), важкі з тяговим зусиллям 200...300 кН (потужність двигуна 110...300 кВт), середні з тяговим зусиллям 100...200 кН (потужність двигуна 100...200 кВт) і легкі з тяговим зусиллям до 100 кН (див. рис. 20.1).

Промисловістю серійно випускаються розпушувачі на гусеничних тягачах з тяговим зусиллям 350, 250 і 150 кН. Завершено освоєння розпушувача на базовій машині з тяговим зусиллям 500 кН, ведуться розробки по створенню розпушувачів на базових машинах з тяговим зусиллям 800 і 1000 кН.

Розпушувач статичної

Технічні характеристики будівельних розпушувачів

Параметр	Розпушувачі статичної дії			
	ДП-9С	Д-671С	ДП-10С (Д-672С)	ДП-11С (Д-673С)
Базовий трактор	ДЭТ-250	Т-220	Т-330	Т-500
Потужність двигуна, кВт	220	162	243	368
Максимальне тягове зусилля, кН	257	141	261	500
Кут різання на початку заглиблення, град.	48	45	45	45
Кут різання при найбільшому заглибленні, град.	45	45	45	45
Задній кут в'їзду, град	21	20	21	20
Максимальне заглиблення зуба нижче опорної поверхні гусениць, мм	1200	500	700	1000
Габаритні розміри, мм:				
довжина	9100	7630	7940	9410
ширина	4540	3470	3875	4145
висота	3180	2900	3050	3140
Маса розпушувача з базовим трактором і бульдозером, т	37,46	23,3	43,34	40,0
Маса розпушувача, т	3,7	3,8	4,15	5,5

Розпушувач на тракторі тягового класу 150 кН складається з рами, двох бічних і одного середнього зубів, стійки і гідросистеми. Рама шарнірно кріпиться до двох кронштейнів, які закріплені на тракторі. До цих же кронштейнів кріпиться стійка, яка утримується в незмінному положенні двома розкосами. В передній частині трактора встановлене бульдозерне обладнання, що складається із штовхаючої рами, відвала і гідроциліндрів.

Стойка являє собою П-подібну раму звареної конструкції, що складається з двох бічних і однієї поперечної балок коробчастого перерізу. Стойка на своїх боковинах має дві провусини, за допомогою яких вона встановлюється на кронштейн балки трактора, і дві провусини на поперечній балці, до яких пальцями кріпляться розкоси, що фіксують стійку в постійному положенні щодо заднього моста трактора. На поперечній балці стійки передбачені дві провусини для кріплення в них гідроциліндрів підйому і опускання рами, яка навішена на трактор по триточковій схемі.

Зуби заводяться в гнізда знизу і кріпляться за допомогою пальців. По довжині поперечини зуби розташовані не прямолінійно, а під кутом вперед.

При роботі одним середнім зубом бічні закидаються на раму поворотом їх навколо осі верхнього пальця.

У центрі поперечини рами приварений упор, який є опорною поверхнею для робочого органа штовхача.

Зуби розпушувача - прямі за формою, виконані кованими і обладнані змінними наконечниками, відлитими зі сталі. В тілі зубів є отвори для їх установки на рамі розпушувача. Середній зуб завдяки наявності цих отворів може бути встановлений у гнізді рами на різну глибину розпушування (500 або 700 мм).

Передня крайка зубів і наконечників наплавлена твердим сплавом. Наконечник на зубі кріпиться пальцем і пружиною. Розпушувач має два гідроциліндри подвійної дії.

Розпушувач на тракторі тягового класу 250 кН (див. рис. 20.9) з'єднаний з трактором паралелограмною підвіскою з кріпленням внутрішньої рами до заднього моста. Цей спосіб кріплення можливий завдяки зусиллю заднього моста в модернізованому тракторі.

Нижня і верхня рами розпушувача шарнірно з'єднуються з провусинами заднього

моста трактора і поперечною робочою балкою коробчастого перерізу.

На балці в поворотних кронштейнах монтується зуб з наконечниками.

Кріплення зуба в поворотних кронштейнах забезпечує їхній поворот у процесі роботи в горизонтальній площині на кут $\pm 15^\circ$ щодо поздовжньої осі трактора. Підйом і опускання зуба здійснюються за допомогою двох гідроциліндрів.

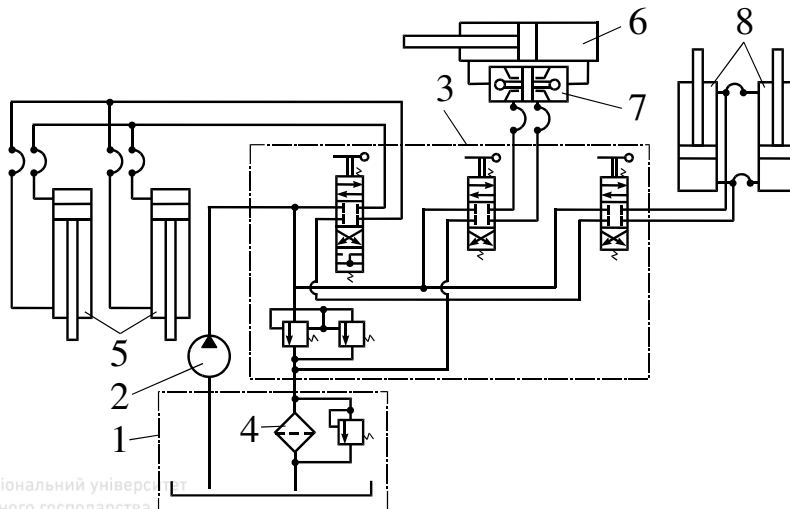


Рис. 20.10. Гідросхема привода бульдозера і розпушувача:

1 - масляний бак; 2 - насос; 3 - розподільник з блоком клапанів; 4 - масляний фільтр; 5, 6 - гідроциліндри бульдозера; 7 - гідроциліндри розпушувача; 8 - гідроциліндри розпушувача

наступною розробкою ґрунту екскаваторами або бульдозерами, а також для риття траншей під силові і телефонні кабелі.

Фрезерні головки безперервної дії (рис. 20.12) монтуються на робоче обладнання одноківшевого екскаватора.

Барова ґрунторізна машина (див. рис. 20.13) складається з базового трактора, редуктора з приводом від вала відбору потужності, робочого органа, що переміщається по направляючій рамі і двох гідроциліндрів його підйому. Необхідні швидкості забезпечуються гідравлічним ходозменшувачем.

Гідросхема розпушувального обладнання, яке змонтоване на базовій машині бульдозера, приведена на рис. 20.10.

Фрезерні (рис. 20.11) і **барові** (рис. 20.13) **ґрунторізні машини** для розробки мерзлих ґрунтів (табл. 20.2) призначені для прорізання щілин з

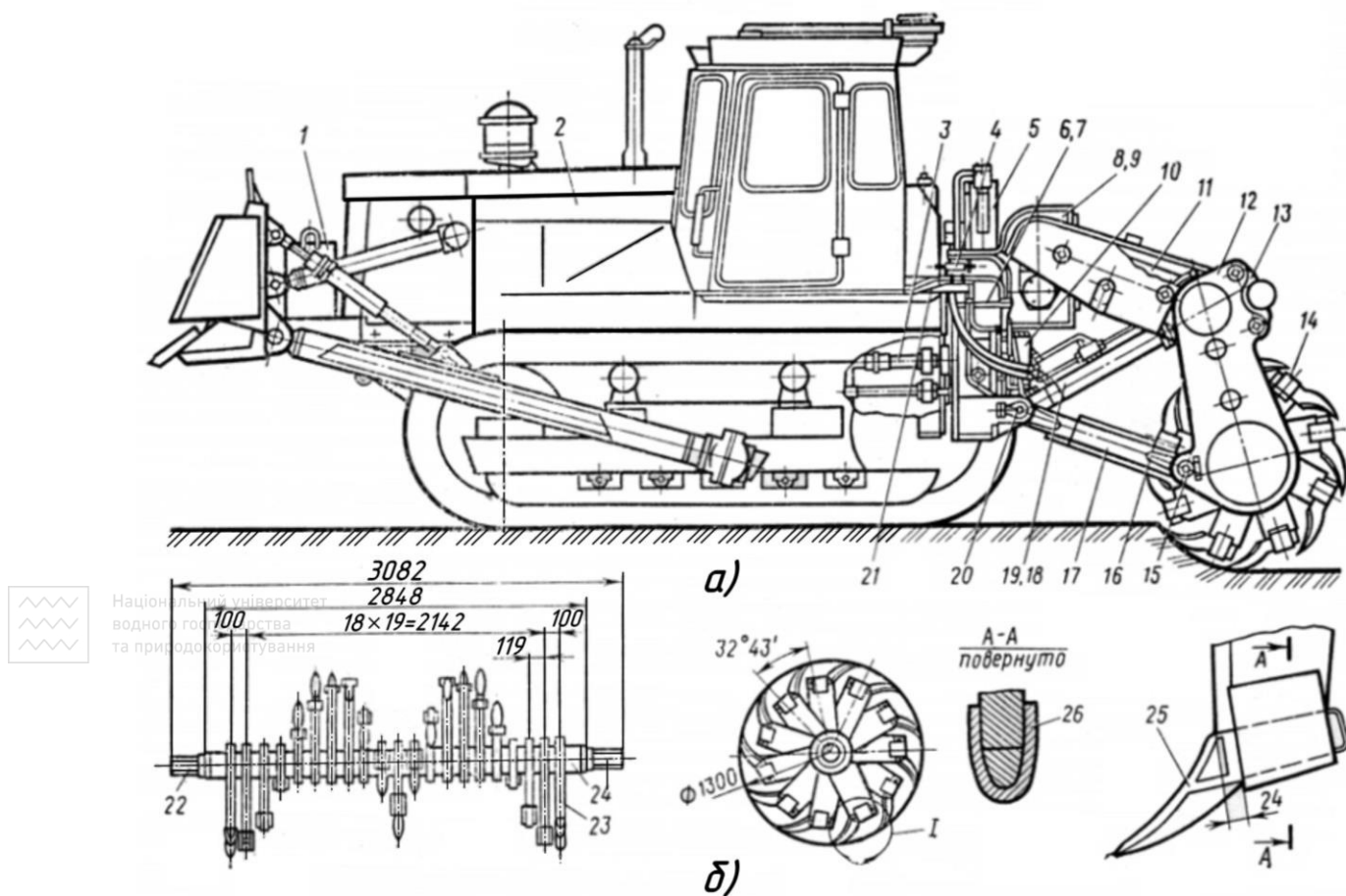


Рис. 20.11. Машина для пошарового фрезерування:

а - загальний вигляд; *б* - робочий орган; 1 - противага; 2 - трактор; 3 - привод робочого органа; 4 - гідророзподільник; 5 - гідропривод ходозменшувача; 6 - система керування; 7 - керування приводом робочого органа; 8 - редуктор відбору потужності; 9 - редуктор ходозменшувача; 10 - запобіжна муфта; 11 - тяга; 12 - бортовий редуктор; 13 - балка; 14 - робочий орган; 15, 20 - осі; 16 - ланцюгова передача; 17 - рама; 18, 19 - гідропривод підйому і опускання; 21 - керування розподільником ходозменшувача; 22 - хвостовик; 23 - кронштейн; 24 - вал; 25 - зуб; 26 - скоба

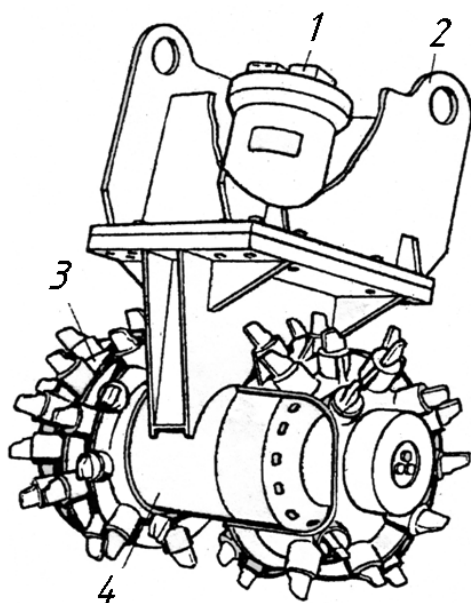


Рис.20.12. Фрезерна головка безперервної дії:
1 - гідромотор; 2 - рама; 3 - змінні зуби;

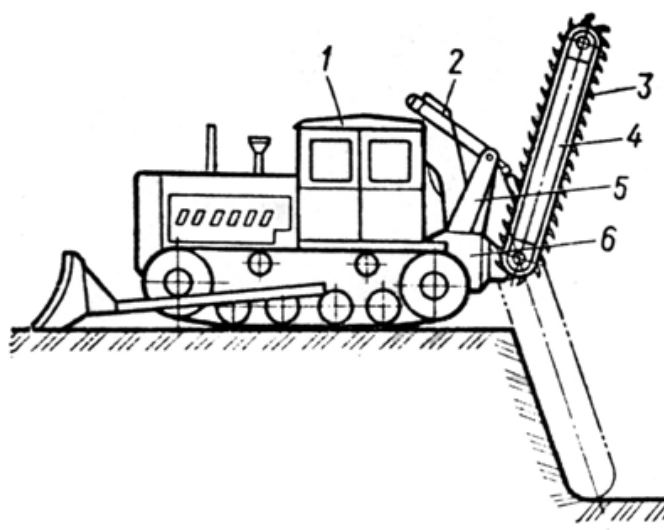


Рис. 20.13. Барова ґрунторізна машина:
1 - трактор; 2 - гідроциліндр підйому стріли;

4 - корпус головки
редуктор

3 - баровий ланцюг; 4 - стріла; 5 - рама; 6 -

Таблиця 20.2

Технічна характеристика барових ґрунторізних машин

Параметр	Барові ґрунторізні машини на базі трактора тягового класу		
	100 кН	30 кН	14 кН
Ширина прорізуваної щілини, мм	400	140	140
Глибина прорізуваної щілини, мм	1500	1200	1000
Робоча швидкість пересування, м/год	60...120	До 120	50; 100
Габаритні розміри, мм:			
довжина	7900	5000	5400
ширина	3300	2160	2300
висота	3150	3100	2500
Маса, кг	15800	7800	4700



Редуктор служить для передачі крутного моменту на ведучу зірочку робочого органа, який обладнаний муфтою граничного моменту і механізмом включення робочого органа. Основа останнього - направляюча рама, що складається із зовнішньої і внутрішньої частин. На ній змонтовані пристрій для регулювання натягу ланцюга, а також ведуча і ведена зірочки.

Безпосередньо робочим органом є гусеничний ланцюг трактора. На ланцюгу через ланку приварені пластини, на яких встановлені у визначеному порядку і під визначеним кутом (15, 30, 45, 60 і 90°) кулачки із ріжучими зубами. Можна використовувати також бари від врубкових комбайнів, які застосовуються у вугільній промисловості.

Робочий орган заглиблюється в ґрунт гідроциліндрами. При досягненні необхідної глибини різання включають ходозменшувач і встановлюють прийнятну швидкість пересування трактора. При різкому збільшенні навантажень на робочий орган спрацьовує муфта граничного моменту редуктора.

Інша базова ґрунторізна машина на базі трактора тягового класу 30 кН (див. рис. 20.13) має редуктор бара з одноступінчастою кінчною передачею, кулачковою запобіжною і ланцюговою муфтами. Останньою він з'єднується з валом відбору потужності трактора. Закріплюється редуктор на рамі. Нижньою частиною вона приварена до бугелів, що кріпляться до трактора шпильками, а верхньою через підкоси спирається на лонжерони. Зовні на вихідному валі редуктора встановлена зірочка, яка приводить в рух баровий ланцюг. Корпус бара навішений на корпус редуктора двома сідлами.

Уповільнена робоча швидкість досягається завдяки ходозменшувачу, який з'єднаний з коробкою передач трактора. Він виконаний у вигляді окремого редуктора з черв'ячною передачею. В якості привода застосовується гідронасос, який використовується як гідромотор.

Гідравлічна система машини складається із шестеренного масляного насоса НШ-46, масляного бака, золотникового трисекційного гідророзподільника (один золотник для ходозменшувача, інший - для гідроциліндра підйому бара, третій - бульдозерний), дроселя ходозменшувача, запобіжних і пропускних клапанів, гідронасоса, трубопроводів і силових циліндрів.

Барова ґрунторізна машина на базі трактора тягового класу 14 кН має редуктор бара, який за допомогою проміжної плити кріпиться шпильками до задньої стінки корпусу кінцевої передачі. Крутний момент на редуктор передається від вала відбору потужності трактора через фрикційну запобіжну муфту. На вихідному валі редуктора встановлена зірочка, що приводить у рух ріжучий ланцюг із зубами, який має 67 ланок.

Робочий орган - бар - навішений на шийки корпусу редуктора, за допомогою гідроциліндра переходить із транспортного положення у робоче. Гідроциліндр має

запобіжний клапан. Останній у випадку невідповідності (перевищення) швидкості руху машини і швидкості прорізання щілини або при зустрічі з перешкодою в ґрунті забезпечує «вихід» бара з щілини, тим самим запобігаються поломки. Поріг спрацьовування клапана встановлюється в залежності від категорії ґрунту і перевіряється опусканням відносно нерухомого бара до упору в ґрунт із контролем тиску по манометру.

Сповільнити робочу швидкість можна спеціальним ходозменшувачем, який приєднаний до коробки передач трактора. Ходозменшувач виконаний у вигляді окремого редуктора.

Машина для пошарового фрезерування (див. рис. 20.11) призначена для механізації планувальних робіт для створення корит під дороги у мерзлому ґрунті, збирання зруйнованого ґрунту і руйнування асфальтобетонних покриттів.

При проведенні робіт температура розроблюваного ґрунту не повинна бути нижчою 10°C, міцність ґрунту за ударником ДорНДІ не вище 250 ударів, крупність кам'янистих включень - до 350 мм при вмісті включень не більше 20%.

Машина для пошарового фрезерування являє собою трактор з начіпним бульдозерним обладнанням і фрезерним робочим органом.

Робочий орган фрезерного типу широкозахватний, закріплений у бортових редукторах машини. Ріжучими елементами робочого органа, що ріжуть, є литі зуби, які закріплені на спеціальних кронштейнах.

Технічна характеристика машини для пошарового фрезерування

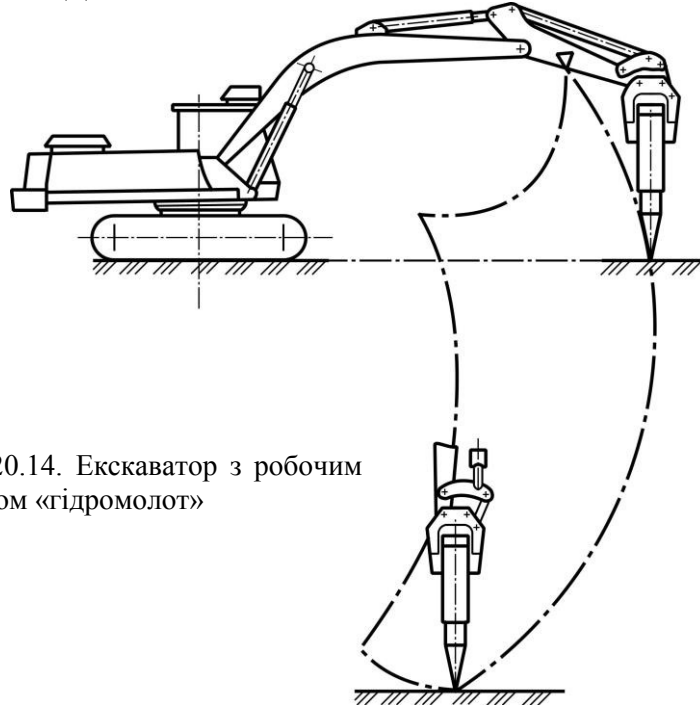
Тип машини	- самохідна, фрезерна
Базова машина	- трактор тягового класу 100 кН
Тип робочого органа	- фрезерний широкозахватний з горизонтальною віссю обертання
Діаметр робочого органа, мм	- 1300
Число зубів робочого органа	- 21
Привод робочого органа	- механічний від вала відбору потужності
Підйом і опускання навісного обладнання	- гідравлічне
Тиск у гідросистемі, МПа	- 10
Глибина шару ґрунту, що руйнується, за один прохід, мм	- 300
Ширина шару ґрунту, що руйнується, за один прохід, мм	- 2400
Швидкість руху трактора при режимі фрезерування, м/год.	- 0...200
Швидкість різання, м/с	- 0,8
Продуктивність, м ³ /год	- 145
Габаритні розміри, мм:	
довжина:	
у робочому положенні	- 7220
у транспортному положенні	- 7160
ширина	- 3220
висота по кабіні трактора	- 3087
Маса, кг:	
начіпного бульдозерного обладнання	- 2285
начіпного фрезерного обладнання	- 6320
додаткової противаги	- 1265
загальна	- 23900

Розпушувачі динамічної дії - машини, що руйнують мерзлий ґрунт ударним навантаженням, вібраційними, віброударними і частоударними робочими органами (рис. 20.14).

Машини ударної дії можуть бути виконані з падаючим або робочим органом у

вигляді ударної маси гідромолота і гідропневмомолота. Робочий орган машини ударної дії виконаний у вигляді клина, конуса або кулі, які підвішені до канатів екскаватора або переміщається по напрямних.

Вібраційні машини так само, як і ударні, здійснюють на мерзлий ґрунт динамічний вплив. Вібрація зменшує зовнішнє тертя робочого органа об ґрунт і сила впровадження зменшується в 1,5...3 рази. Частота коливань робочого органа складає 120 Гц, енергія одного імпульсу до 30 кДж.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Рис. 20.14. Екскаватор з робочим органом «гідромолот»

20.3. Технологічні особливості робочого процесу. Продуктивність

Розпушувач - машина безперервної дії, продуктивність якої визначається, в основному, добутком площі поперечного перетину шару розпушеного ґрунту на середню робочу швидкість пересування. Разом з тим, продуктивність розпушувача залежить від конкретних технологічних і організаційних умов виробництва робіт.

Після закінчення роботи розпушувача ґрунт повинен стати таким, щоб скрепер, бульдозер, навантажувач або екскаватор могли розробляти його з повною продуктивністю. Схема робочих рухів розпушувача повинна відповідати робочим рухам або установкам основної технологічної машини. Наприклад, якщо розпушувачем готується забій для скрепера, про-тяжність ділянки підготовленого забою повинна бути достатньою для заповнення ковша скрепера. На тріщинуватих ґрунтах, як правило, достатньо тільки поздовжнього або попе-речного проходу розпушувача. Розпушення масиву з щільного ґрунту проводиться в пере-хресних напрямках.

Розпушувачі доцільно використовувати при розробці котлованів, широких траншей, для влаштування виїмок в гідротехнічному будівництві і корит під дорожнє полотно, при розробці мерзлих розсипів корисних копалин, проведенні розкривних робіт. Їх застосовують і на допоміжних роботах.

Робочий цикл розпушувача включає робочий хід (заглиблення робочого органа, регулювання кута розпушення, розпушення з постійним коректуванням глибини і напрямку), заглиблення робочого органа, розворот або зворотний (холостий) хід у залежності від схеми розробки.

Продуктивність розпушувача в значній мірі залежить від типу і міцності ґрунту, що розробляється, організації і технології проведення робіт. Розпушення ґрунту проводять паралельними прорізами з максимально можливою для даного розпушувача глибиною.

Технологічна схема нанесення паралельних прорізів при розпушенні буває човникова, поздовжньо-поворотна і перехресна (рис. 20.15).

При човниковій схемі розпушення проводять паралельними проходами до краю майданчика без розвороту. Повернення трактора в початкове положення здійснюється на задньому холостому ходу (рис. 20.15, а). Таку схему роботи застосовують при невеликих розмірах майданчика, що розробляється, коли розворот трактора ускладнений або час розвороту більший часу холостого ходу трактора на вихідну позицію. При поздовжньо-поворотній схемі розпушення проводять паралельними проходами з поворотом трактора в

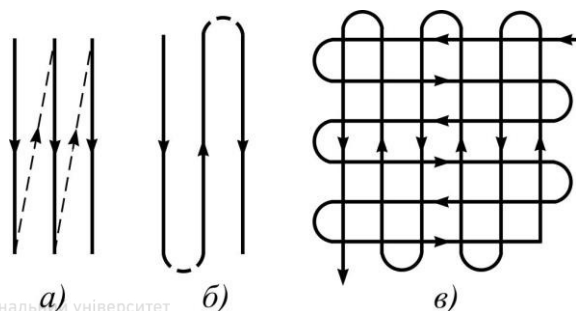


Рис. 20.15. Технологічні схеми роботи розпушувача: а - човникова; б - поздовжньо-поворотна; в - перехресна

кінці кожного проходу (рис. 20.15, б). Поздовжньо-поворотна схема найбільш раціональна на ділянках із збільшеною протяжністю, оскільки непродуктивні витрати часу на холостий хід мінімальні.

Розпушення мерзлого ґрунту проводять паралельними прорізами з максимально можливою для даних умов глибиною. Оптимальними умовами розпушення для отримання мінімальної енергоємності процесу руйнування ґрунту є такі, при яких співвідношення між глибиною розпушення і шириною

наконечника рівне трьом - п'яти. При цьому співвідношенні об'єм зруйнованого ґрунту в прорізі є максимальним.

Відстань між сусідніми проходами вибирають так, щоб відбувався скол незруйнованого масиву ґрунту між прорізами і „гребінці”, що залишилися, були мінімальними. Відстань між сусідніми проходами менше 0,4...0,5 м викликає відведення робочого органа в раніше отриманий проріз.

На мерзлих ґрунтах високої міцності паралельних прорізів для подальшого прибирання ґрунту бульдозером буває недостатньо і розпушення в цьому випадку ведуть перехресним способом в двох взаємно перпендикулярних напрямках (перехресне розпушення) (рис. 20.15, в). Спочатку здійснюють паралельні прорізи з максимально можливою для даного класу розпушувача глибиною, а потім перпендикулярно до них або під деяким кутом наносять поперечні прорізи. Після розпушення паралельними прорізами масив ґрунту має знижену міцність, що дозволяє проводити перехресне розпушення глибиною на 20...30% більше.

Найбільша ефективність досягається при розпушенні корки мерзлого ґрунту. Доцільно при глибині промерзання 50...60 см і достатньому тяговому зусиллі трактора проводити розпушення за один прохід з подальшим прибиранням бульдозерами. При більшій глибині промерзання розробку ґрунту здійснюють пошарово. Робити повторні прорізи по одній борозні нераціонально, оскільки це призводить до зниження продуктивності розпушувача.

Для покращення тягово-зчіпних якостей розпушувача і використання повної потужності трактора при розробці ґрунтів рекомендується:

- перед розпушенням видалити сніжний покрив з ділянки, що розробляється, оскільки при роботі по снігу різко знижується коефіцієнт зчеплення гусеничного рушія з ґрунтом (на 40...50%);
- на ухилах розпушення ґрунту проводити під уклон;
- при прибиранні розпушеного ґрунту бульдозером або скрепером залишати шар неприбраного ґрунту товщиною 5...10 см, який поліпшить умови роботи розпушувача при подальшій розробці.

Розпушення мерзлого ґрунту, як правило, здійснюється одним зубом, тому ступінь подрібнення ґрунту визначається відстанню між паралельними прорізами. Нанесення

пере-хресних борозен дозволяє зменшити розміри кусків розпушеного ґрунту, при цьому відбувається додаткове подрібнення матеріалу гусеницями трактора. При розпушенні слабких мерзлих або гірських порід декількома зубами ступінь подрібнення ґрунту залежить від відстані між ними.

Мерзлі розпушені породи слід прибирати відразу після розпушення, оскільки вони володіють здатністю швидко замерзати, затрудняючи прибирання бульдозерами, скреперами або екскаваторами. При прибиранні розпушеного ґрунту скреперами або бульдозерами напрямок руху розпушувачів і збиральних машин повинен співпадати. Застосування скреперів для прибирання розпушених порід стало можливим тільки завдяки навісним розпушувачам, які дозволяють отримати куски розпушеного матеріалу необхідної величини.

При розпушенні скельних порід відстань між паралельними прорізами складає 80...240 см. Ступінь подрібнення породи залежить від цієї відстані, числа зубів і схеми розпушення. Великий ступінь подрібнення породи досягається при максимально можливому числі зубів, коли розпушувач виконує поздовжні і перехресні прорізи. Додатково породу подрібнюють гусеницями трактора. При перехресному способі розпушення поперечні прорізи проводять з більшими (у 1,2...1,3 рази) глибиною і відстанню між прорізами, оскільки масив породи після нанесення паралельних прорізів має знижену міцність.

Від правильного вибору кроку між прорізами у великій мірі залежить продуктивність. Однак навіть на одній ділянці міцність породи буває різною і крок між прорізами слід вибирати залежно від тягового зусилля трактора і способу прибирання розпушеної породи.

Велике значення має також розпушення по нахилу шару породи, тобто напрямок тягового зусилля повинен співпадати з напрямком збільшення глибини шару. В цьому випадку полегшується заглиблення робочого органа в ґрунт.

При неможливості або недоцільності розпушення ґрунту одним розпушувачем використовують додатково тягу від трактора-штовхача. Робота з штовхачем збільшує витрати приблизно в 2 рази, але при цьому в 3...4 рази зростає продуктивність і значно зменшується зношування трактора і розпушувача.

Для підвищення ефективності розпушувача при розробці особливо міцних порід проводять незначні вибухові роботи, які дозволяють знизити міцність масиву порід. Попередні вибухи породи здійснюють з відстанню між шпурами в 3 рази більшою, ніж при звичайних буропідливних роботах. При такому методі ведення робіт витрати на розробку 1 м³ ґрунту в 1,5...3 рази нижчі, ніж при буропідливному методі.

Однак при визначенні доцільності розробки порід навісними розпушувачами замість буропідливного способу необхідно враховувати наступні основні фактори:

- об'єм породи, що розробляється, зосередженість її в одному місці і вид роботи (кар'єрний, дорожній, промислове будівництво);
- міцнісні характеристики породи з урахуванням (для скельних порід) ступеня тріщинуватості, шаруватості і глибини залягання;
- особливості конструкцій і параметри наявного обладнання для розпушення ґрунту механічним (модель розпушувача і клас базового трактора) і буропідливним способами;
- технологію і методи організації роботи розпушувачами і буропідливним способом;
- спосіб транспортування розпушеного матеріалу (бульдозерами, скреперами, самоскидами з навантажуванням екскаваторами).

У залежності від призначення розпушення ґрунту режим розпушення може бути різним. При підготовці забою бульдозеру необхідно, щоб глибина розпушення була можливо більшою (але не перевищувала критичну), а енергоємність процесу - мінімальною.

При підготовці забою для скрепера розмір кусків ґрунту не повинен перевищувати ширину щілини між ножем і заслінкою ковша. Аналогічно поступають у випадках, коли



Національний технічний університет України
Київський політехнічний інститут
та національний науковий центр
гірського будівництва

видобуваються корисні копалини, які підлягають сортуванню. При нарізуванні щілин в масиві для полегшення екскаваторної розробки розпушення ведеться на граничній глибині, яка допускається тяговим зусиллям машини.

Продуктивність розпушувача при розпушенні гірських порід і мерзлих ґрунтів залежить від об'єму розпушеного ґрунту, швидкості пересування розпушувача при робочому і холостому ходах, часу на розвороті і опускання зуба розпушувача, а також від схеми розпушення, яка застосовується. Об'єм одночасно розпушувачем ґрунту залежить від глибини розпушення, кроку між зубами, глибини розпушення і довжини заїзду.

Технічна продуктивність напірного розпушувального обладнання дорівнює

$$\Pi_m = \frac{3600VK_\kappa}{T_u}, \text{ м}^3/\text{год.}, \quad (20.1)$$

де: V - об'єм розпушеного ґрунту за цикл, м^3 ; T_u - тривалість циклу, с; K_κ - коефіцієнт, який враховує кваліфікацію машиніста.

При човниковій схемі роботи

$$T_u = \frac{3,6S_p}{g_p} + \frac{3,6S_x}{g_x} + t_0, \quad (20.2)$$

де: S_p, S_x - довжина робочого і холостого ходів, м; g_p, g_x - середні швидкості трактора при робочому і холостому ходах, $\text{км}/\text{год.}$; t_0 - сумарний час зупинок трактора для перемикання передач і маневру розпушувачем (приймають як і для бульдозера), с.

При розпушенні ділянки поздовжньо-поворотним способом додається час на розвороті розпушувача в кінці проходів і виключається час холостого ходу.

Об'єм розпушеного ґрунту

$$V = Bh_{\text{еф}}S_p, \text{ м}^3, \quad (20.3)$$

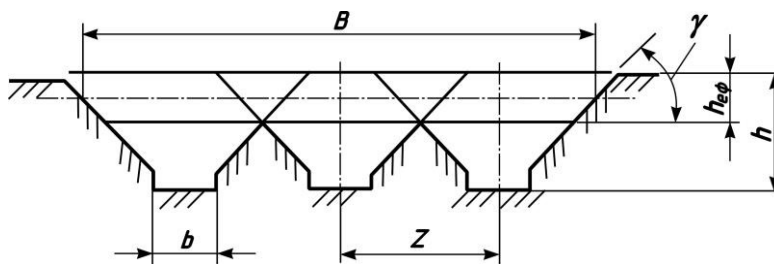


Рис. 20.17. Поперечний переріз: виїмки після проходження розпушувача

де: B - середня ширина смуги розпушування за один прохід при числі зубів більше за один або між двома прорізами при розпушенні одним зубом, м; $h_{\text{еф}}$ - ефективна глибина розпушення, м (рис. 20.17).

Під ефективною глибиною розпушення прийнято приймати товщину

зруйнованого шару ґрунту без будь-яких гребінців незруйнованого матеріалу, який без затруднення можна розробляти машинами, що працюють після розпушення. В зв'язку з нерівностями поверхні, по якій рухається розпушувач, неточністю керування зубами і наявністю гребінців нероз-пушеного матеріалу ефективна глибина розпушення $h_{\text{еф}} = (0,6 \dots 0,8)/h$, де h - середня глибина розпушення в даних умовах.

Ширина смуги розпушення дорівнює

$$B = K_n [b + 2h_{\text{еф}} \text{ctg } \gamma + z(n-1)], \text{ м}, \quad (20.4)$$

де: K_n - коефіцієнт перекриття (для середніх умов $K_n = 0,75$); b - ширина наконечника, м; γ - кут розвалу (залежно від виду розпушеного матеріалу $\gamma = 15 \dots 60^\circ$); z - крок зубів, м; n - число зубів.

Для визначення економічної раціональності використання розпушувача того чи іншого класу на конкретному об'єкті необхідно наперед встановити міцнісні характеристики породи. Розповсюджені методи оцінки фізико-механічних властивостей гірських порід, засновані на визначенні їх опору різним видам навантажень, не дають повного уявлення про стан масиву, зокрема, про його тріщинуватість і шаруватість. Останні фактори разом з міцністю є основними показниками, що визначають

розпушуваність гірської породи. Крім того, при розробці кар'єрів і будівництві інженерних споруд на гірських породах необхідно знати міцність матеріалу по всій глибині розробки, оскільки зі зміною глибини змінюються міцнісні характеристики матеріалу і тому важко наперед скласти оптимальні технологічні схеми ведення робіт.

Швидке і порівняно дешеве отримання необхідної інформації про розпушуваність масиву забезпечують сейсмічні методи дослідження. За допомогою портативної апаратури сейсмічний спосіб дозволяє в польових умовах визначити ступінь розпушеності породи на глибину в десятки метрів і зробити висновок про доцільність застосування розпушувача даного класу або буропідривного способу.

Оснащення робочого органа розпушувача розширювачами з оптимальними параметрами дозволяє підвищити продуктивність розпушувача і знизити енергоємність процесу розпушення. Продуктивність при використанні розширювачів залежно від класу машини і способу розпушення зростає в 1,2...1,5 рази.

Слід враховувати, що при дуже малому кроці зубів може відбуватися заpresовка ґрунту між ними. Тому проміжки між зубами повинні бути не менше їх дво- і трикратної ширини.

Експлуатаційна продуктивність розпушувача визначається з урахуванням коефіцієнта використання машини по часу.

Продуктивність розпушувача буде тим вища, чим більша площа поперечного перерізу розпушеного шару ґрунту і робоча швидкість машини, і чим менші втрати часу на непродуктивні операції. Вона залежить від раціональності схеми виробництва робіт, форми зубів, які застосовуються, потужності базових машин, підвищується при веденні робочого процесу на раціональних швидкостях, максимальному використанні потужності тягача і при автоматизації керування.

20.4. Вибір і розрахунок основних параметрів розпушувального обладнання

Вихідними даними для розрахунку розпушувачів є номінальне тягове зусилля базового трактора по зчепленню з ґрунтом $T_{зч}$; максимальна глибина розпушення h ; тип ґрунту, його вологість і температура; зношування і затуплення різальної кромки $a_{зм}$; тип навіски.

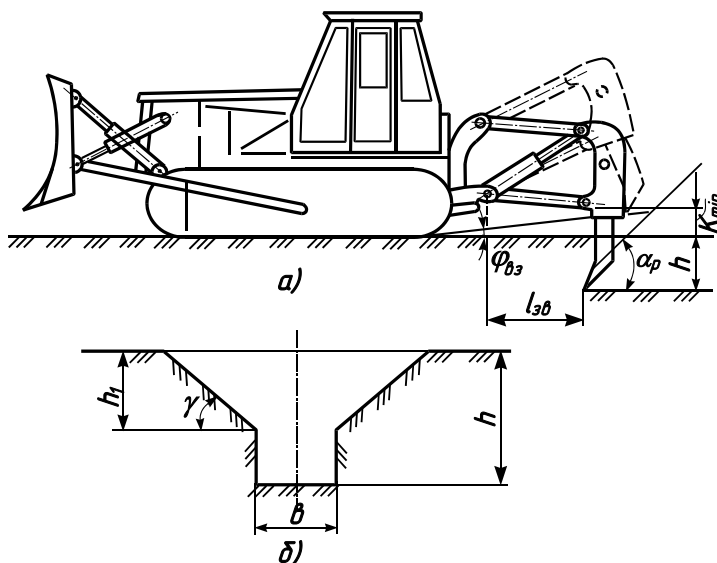


Рис. 20.18. Схема навісного розпушувача (а) і поперечного перерізу прорізу (б)

Для подальших розрахунків необхідно вибрати (рис. 20.18): оптимальний кут різання $\alpha_p=30...45^\circ$; задній кут в'їзду $\varphi_{вз} \geq 20^\circ$; мінімальну відстань від найнижчої точки навісної рами до опорної поверхні трактора K_{min} і від наконечника зуба до осі кріплення нижньої тяги навіски $l_{зб}$; ширину b і довжину l зуба.

Відстань K_{min} повинна бути такою, щоб рама розпушувача вільно проходила над розпушеним ґрунтом при максимальній

глибині розпушення. Для тракторів тягового класу до 100 кН і більше ця відстань складає відповідно не менше

$$\begin{aligned} K_{\min} &= (0,65 \dots 0,75) h; \\ K_{\min} &= (0,30 \dots 0,60) h. \end{aligned} \quad (20.5)$$

Мінімальну відстань $l_{зб}$ визначають із умови вільного підйому ґрунту перед зубом і виключення його заклинювання під гусеницями. В залежності від тягового класу базового трактора воно замінюється у межах

$$l_{зб} = (1,5 \dots 2,0) h. \quad (20.6)$$

Ширина і довжина зуба вибирається із умови мінімальної енергоємності процесу розпушення

$$b \approx \frac{h}{4,0}, \quad l \approx 4,0b \approx h. \quad (20.7)$$

На рис. 20.18, б показані: h_1 - глибина зони розширення поперечного перерізу прорізу ($h_1 = h_{пер} h$); $k_{пер}$ - перехідний коефіцієнт, який залежить від кута різання α_p і типу ґрунту; для $\alpha_p = 5^\circ$, $k_{пер} = 0,80 \dots 0,85$ - для глини; $k_{пер} = 0,90 \dots 0,95$ - для піску; $k_{пер} = 0,85 \dots 0,90$ - для супіску і суглинку. Кут сколювання ґрунту у фронтальній площині $\gamma = 30 \dots 60^\circ$, (менші значення для піску, супіску; більші - для глини, суглинку).

Середньомаксимальне значення дотичної сили різання дорівнює:

- для $b = 0,01 \dots 0,1$ м

$$P = 10C_{yd}(h - h_1)(1 + 0,55b) \left(1 - \frac{90^\circ - \alpha_p}{150^\circ} \right) \mu \Delta \beta + \xi hb \sigma_p \cdot \sin \alpha_p, \text{ Н}; \quad (20.8)$$

- для $b > 0,1$ м

$$P = 10C_{yd}(h - h_1) \sqrt{b} \left(1 + \frac{\alpha_p - 30^\circ}{80^\circ} \right) \mu \Delta \beta + \xi hb \sigma_p \cdot \sin \alpha_p, \text{ Н}, \quad (20.9)$$

де: C_{yd} - число ударів ударника ДорНДІ ($C_{yd} = (0,8 \dots 1,2) \sigma_p$, $\sigma_p, \sigma_p \rightarrow \text{Н/см}^2$); σ_p - граничне напруження на розтягування мерзлого ґрунту (рис. 20.19); b - ширина зуба, см; h - глибина розпушення, см; α_p - кут різання, град. (для чотириланкової паралелограмної навіски не залежить від глибини розпушення, а для триланкової навіски кут α_p змінюється в залежності від глибини розпушення h); μ - коефіцієнт, який враховує ступінь блокування (для блокованого різання $\mu = 1$, для напівблокованого $\mu = 0,75$, для вільного різання $\mu = 0,5$); Δ - коефіцієнт, який враховує затуплення і зношування різальної кромки зуба (табл. 20.3); β - коефіцієнт, який враховує кут загострення профілю (для кутів загострення $180^\circ, 120^\circ, 90^\circ, 60^\circ, 50^\circ, \dots, 15^\circ$ коефіцієнт β відповідно дорівнює 1,0; 0,96; 0,90; 0,83; 0,81); ξ - коефіцієнт, який характеризує відношення істинної трапецеїдальної площі прорізу до площі фронтальної проекції розпушувального зуба (для співвідношень $h/b = 1,0; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 7,0$; відповідне значення коефіцієнта $\xi = 2,0; 3,0; 3,7; 4,2; 4,2; 3,9; 3,3$).



Національний університет
водного господарства
та природокористування

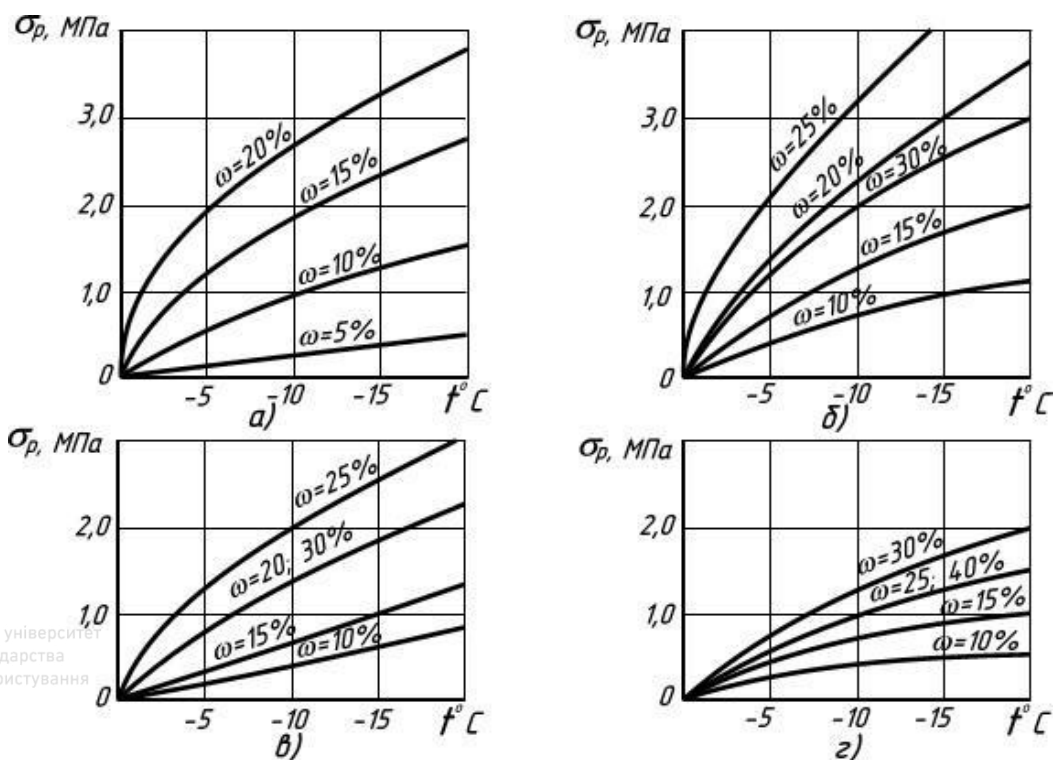


Рис. 20.19. Вплив вологості (%) і від'ємної температури ($t^{\circ}\text{C}$) на опір мерзлих ґрунтів розриву: а - пісок; б - супісок; в - суглинок; г - глина

Вертикальна складова сили різання ґрунту розпушувачем дорівнює

$$P_g = \psi P, \quad (20.10)$$

де ψ - коефіцієнт відношення вертикальної складової сили різання ґрунту до горизонтальної, залежить від ступеня затуплення і зношування різальної кромки (див. табл. 20.3).

Таблиця 20.3

Значення коефіцієнтів Δ , ψ (для $h \geq 30$ см*)

Загальний показник зношування, см	0	0,6	1	2	3	4	5
Значення коефіцієнта Δ	0,85	1,0	1,15	1,35	1,6	1,85	2,1
Значення коефіцієнта ψ	0,1	0,15	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0

* для $h=20...30$ см – приведені значення Δ збільшуються в 1,25...1,5 рази; для $h=10...20$ см – в 1,5...2,0 рази.

Число зубів розпушувача через тягове зусилля, яке реалізує базова машина по зчепленню з ґрунтом

$$n \leq \frac{[(M_m + M_b + M_p) g](\varphi_{зч} - h_{он} - i)}{K_{ск} P}, \quad (20.11)$$

де: M_m , M_b , M_p - відповідно маса трактора, бульдозерного і розпушувального обладнання, кг; g - прискорення вільного падіння, м/с^2 ($g=9,81 \text{ м/с}^2$); $\varphi_{зч}$ - коефіцієнт зчеплення рушія з ґрунтом ($\varphi_{зч}=0,6...0,8$); $f_{он}$ - коефіцієнт опору переміщенню гусеничного ходового обладнання ($f_{он}=0,10...0,15$); i - похил ділянки розпушення ($i=0,05...0,1$); $K_{ск}$ - коефіцієнт, який враховує зниження тягового опору від неодноразовості сколювання ґрунту декількома зубами ($K_{ск}=0,75...0,80$ для $n>1$ і $K_{ск}=1$ для $n=1$).

Загальний тяговий опір розпушувача дорівнює

$$W = (M_3 g + K_{ск} P_g) f_{он} + M_3 g i + K_{ск} n P, \quad (20.12)$$

де M_3 - загальна маса розпушувача.

При цьому повинна виконуватися умова $\varphi_{зч} M_3 g > W_3$.

Маса розпушувача без бульдозерного обладнання дорівнює

$$M_3 = (1,18 \dots 1,23) M_m. \quad (20.13)$$

Маса розпушувача з бульдозерним обладнанням дорівнює

$$M_3 = (1,35 \dots 1,45) M_m. \quad (20.14)$$

20.5. Розрахунок розпушувального обладнання

При роботі розпушувача необхідно зробити розрахунок робочого органа і системи підвіски на міцність і довговічність, а також визначити необхідні зусилля в залежності від заглиблення робочого органа, режимів роботи і фізико-механічних властивостей породи або ґрунту. Для розрахунку на міцність за основу приймають положення машини, при яких виникають найбільші навантаження.

Перше розрахункове положення - за відомою силою ваги трактора G_m , розпушувального обладнання G_p і бульдозерного відвала G_δ визначають максимально можливе зусилля заглиблення зуба P_3 з умов піднімання машини відносно точки A (рис. 20.20, *a*).

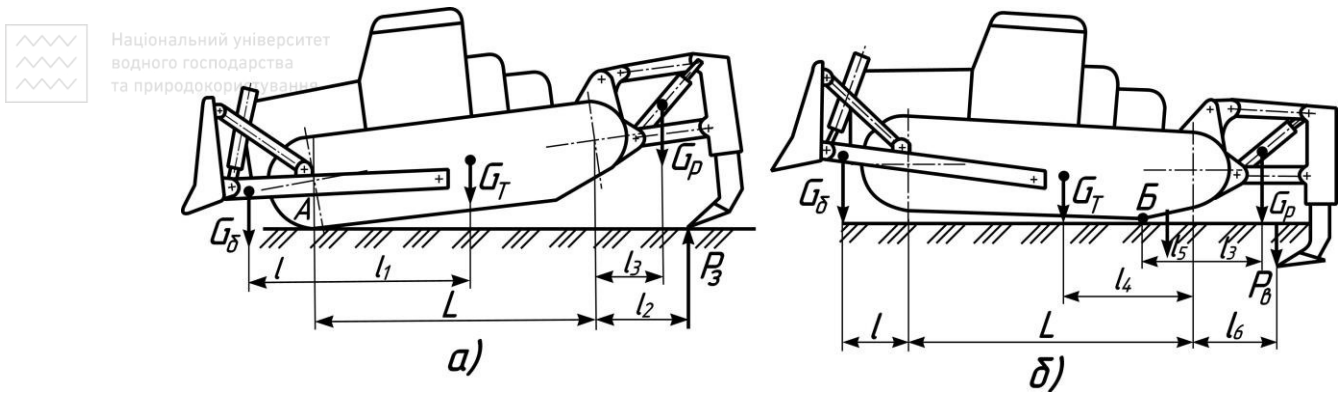


Рис. 20.20. Схеми для визначення сил: *a* - максимальної сили заглиблення P_3 ; *б* - максимальної сили виглиблення P_6

Рівняння моментів відносно точки A ($\sum M_A = 0$)

$$P_3 = \frac{G_m l_1 - G_\delta l + G_p (L + l_3)}{L + l_2}. \quad (20.15)$$

За силою P_3 можна визначити для розпушування порід з різними фізико-механічними властивостями ті геометричні розміри зуба і навіски, при яких цієї сили буде досить для його заглиблення. Умова заглиблення зуба в породу має вигляд

$$P_3 > Fk'\sigma_0, \quad (2.16)$$

де: k' - коефіцієнт критичного напруження; F - максимальна площа горизонтальної проекції зуба.

Друге розрахункове положення - визначення умов виглиблення зуба з максимально можливої глибини. У цьому випадку силу P_6 (рис. 20.20, *б*) визначають з умови перекидання розпушувача навколо точки B . З рівняння рівності моментів відносно точки B ($\sum M_B = 0$)

$$P_6 = \frac{G_\delta (l + L - l_5) + G_m (l_4 - l_5) - G_p (l_3 + l_5)}{l_6 + l_5}. \quad (2.17)$$

Для розрахунку рами і гідравлічного привода розпушувача на міцність до цих сил необхідно додати силу тяги $T_{зч}$. Часто розпушувачі працюють зі штовхачем, у цьому випадку загальна сила тяги дорівнює сумі сил тяги самого розпушувача і 0,8 сили тяги штовхача ($T_{max} = T_{зч} + 0,8 T_{шт}$).

Схема розповсюдженості в даний час чотириточкової паралелограмної підвіски розпушувача і діючих на неї сил для першого розрахункового положення показана на рис. 20.21, *a*. Визначимо зусилля, що діють в елементах такої підвіски. Зусилля R_c , спрямоване

вздовж елемента DC , визначають із суми моментів відносно точки B ($\sum M_B=0$)

$$R_c b_1 + T_{\max} h_1 - P_3 a_1 + G_p m_1 = 0, \quad (2.18)$$

звідки

$$R_c = P_3 \frac{a_1}{b_1} - T_{\max} \frac{h_1}{b_1} - G_p \frac{m_1}{b_1}. \quad (2.19)$$

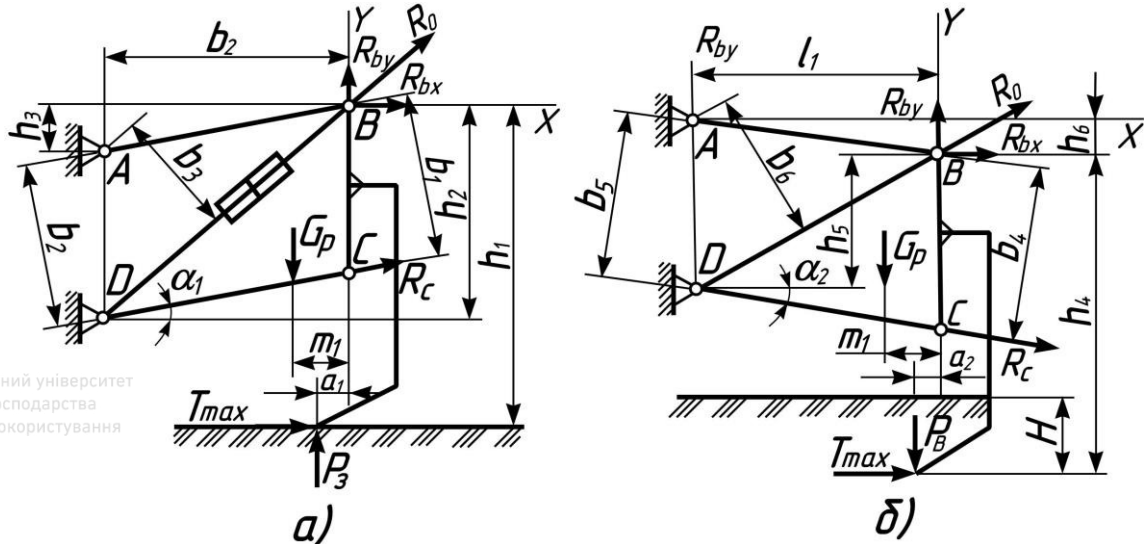


Рис. 20.21. Схема сил, що діють на паралелограмну підвіску: a - на початку заглиблення; b - на початку виглиблення

Горизонтальну складову зусилля R_{bX} , що діє в елементі AB , визначаємо, склавши суму проєкцій на вісь X ($\sum X=0$)

$$R_{bX} = R_c \cos \alpha_1 - T_{\max}. \quad (2.20)$$

Вертикальну складову R_{bY} визначаємо із суми проєкцій всіх сил на вісь Y

$$R_{bY} = R_c \sin \alpha_1 - G_p + P_3. \quad (2.21)$$

Зусилля в гідроциліндрі (елемент DB) визначаємо з рівняння моментів сил відносно точки A ($\sum M_A=0$)

$$R_0 = \frac{R_{bY} b_2 - R_{bX} h_3}{b_3}. \quad (2.22)$$

По другому розрахунковому положенню (рис. 20.21, b) зусилля в елементах підвіски визначаємо аналогічно попередньому

$$\begin{aligned} R_c &= P_3 \frac{a_2}{b_4} + T_{\max} \frac{h_4}{b_4} + G_p \frac{m_1}{b_4}; & R_{bX} &= R_c \cos \alpha_2 - T_{\max} \\ R_{bY} &= R_c \sin \alpha_2 - G_p - P_3; & R_0 &= \frac{R_{bY} l_1 + R_{bX} h_6}{b_6}. \end{aligned} \quad (2.23)$$

Для визначення зусиль при розрахунку конструкцій враховуються сили, що діють у процесі руху розпушувача: дотична складової загальної сили розпушування l , нормальна складово, яку приймають рівною P_3 , і сила тертя P_{mp} . Силу T неможливо визначити з відомого для роботи інших машин питомого опору копанню k_1 , тому що ґрунт або порода руйнується розпушувачем не тільки перед зубом, але і з боків.

20.6. Загальний розрахунок розпушувачів з триланковою навіскою

Загальний розрахунок розпушувача складається з вибору даних для розрахунку параметрів і попереднього встановлення розмірів і маси, визначення основного робочого навантаження (розрахункових сил опору розпушенню), тягового розрахунку, обчислення

необхідної потужності тягача, робочого органа, перевірки стійкості.

Початковим пунктом загального розрахунку є завдання на проектування машини, в якому вказуються продуктивність розпушувача і технологічні умови: розрахункові характеристики ґрунту і технологічне призначення розпушувача. Додатковими вимогами можуть обумовлюватися спосіб пересування, тип ходового обладнання, система керування та ін.

Попереднє визначення розмірів і маси машини проводиться на підставі аналізу характеристик машин-аналогів, довідкових даних, емпіричних формул, досвіду проектування розпушувачів з урахуванням їх подальшого розвитку.

Залежно від вказаних у завданні на проектування технологічних умов приймається число зубів, їх ширина і відстань між ними, обчислюється глибина розпушення, відповідна заданій продуктивності, призначаються розміри і форма зубів (їх довжина, виліт, кути різання і загострення, ширина, контури).

Визначення основного робочого навантаження виконується на підставі положень, викладених в п. 4, з врахуванням особливостей робочого процесу розпушувачів. Приймається до уваги, що основним параметром взаємодії з ґрунтом зубів розпушувача є опір ґрунту різанню.

Результати розрахунку основного робочого навантаження служать для складання розрахункових схем навантажень на розпушувач (рис. 20.22).

Завданням тягового розрахунку є визначення сили тяги, необхідної для подолання сумарного опору

$$W = R_p + (G_p \pm R_N)(f_{on} + i), \quad (20.24)$$

де: R_p , R_N - дотична і нормальна сили опору ґрунту; G_p - сила тяжіння розпушувача; f_{on} - коефіцієнт основного опору руху розпушувача; i - уклон площадки.

Сила тяжіння розпушувача приймається рівною 1,18...1,23 сили тяжіння базової частини машини (для спеціальних розпушувачів ця величина досягає 1,3...1,4 сили тяжіння базової машини).

Розрахунок виконується для двох станів ріжучої частини зубів: гострих і гранично зношених. Більше з отриманих зусиль повинно бути меншим номінального тягового зусилля розпушувача за умовою зчеплення з поверхнею пересування. Коефіцієнт використання сили тяжіння машини по зчепленню рівний 0,5...0,9.

Так як навісні розпушувачі виготовляються на базі серійних промислових тракторів і тягачів, які можуть застосовуватися для створення машин і з іншими видами робочого обладнання, часто в завданні на проектування розпушувача вказується тип базової машини і її характеристика. Перші три етапи загального розрахунку зводяться до оптимізації робочого процесу розпушувача, тобто знаходженню отриманих параметрів робочого органа і режимів роботи машини. Критерієм оптимальності є мінімум питомих приведених витрат, що приходяться на 1 м³ розпушеного ґрунту. Аналіз факторів, від яких залежать питомі приведені витрати, показує, що оптимальною буде та конструкція робочого органа розпушувача, яка при заданій потужності забезпечує максимальну продуктивність.

Основними шляхами підвищення продуктивності є збільшення розмірів розпушеного за один прохід шару, а також швидкості різання. Дія цих факторів протилежна. Із збільшенням розмірів зрізу зростає сила різання, тому при постійній потужності машини падає швидкість. З іншого боку, швидкість різання є фактором опору ґрунту, а у зв'язку з цим її збільшення викликає непропорційне зменшення площі розпушеного шару. Звідси витікає, що існують параметри процесу розпушення, при яких продуктивність машини стає найбільшою. Такими варіюваними параметрами є величини b , n , h і φ_p . Їх значення повинні знаходитися в реальних межах, характерних для умов застосування розпушувача.

Задача оптимізації робочого процесу розпушувача розв'язується на основі математичної моделі, яка складається з цільової функції, варійованих параметрів і обмежень. Цільовою функцією є вираз для продуктивності машини. Для варійованих параметрів вказуються межі діапазону їх зміни. Основними обмеженнями є: неперевищення силою різання сили зчеплення рушія машини з ґрунтом і сили тяги на гаку трактора; величина проміжку між зубами, при якому відсутня заpresовка ґрунту між ними; допустимі величини динамічності робочого навантаження і кускуватості ґрунту. Оптимальні значення шуканих параметрів робочого процесу знаходять по математичній моделі за допомогою обчислювальної техніки.

Зусилля в гідроциліндрах визначається з рівняння моментів всіх сил, що діють на робочий орган, відносно точки А на осі обертання рами розпушувача (рис. 20.22, а).

Зусилля P_u повинно бути достатнім для заглиблення і виглиблення зубів. Максимальне статичне зусилля виглиблення робочого органа (рис. 20.22, б)

$$R_6 = G_p \cdot \frac{l_5}{l_4}, \quad (20.25)$$

де l_4 і l_5 - плечі сил R_6 і G_p відносно ребра перекидання.

Максимальне статичне зусилля заглиблення робочого органа (рис. 20.22, в)

$$R_3 = G_p \cdot \frac{l - l_3}{l + l_4}, \quad (20.26)$$

де l - довжина опорної поверхні гусениці або відстань між осями колісного тягача.

Діаметр гідроциліндрів визначається по динамічному зусиллю, яке в 1,4...1,8 рази більше максимального статичного зусилля.

Стійкість розпушувача в робочому положенні забезпечується при дотриманні умови (див. рис. 20.22, а)

$$l_3 = \frac{R_p \cdot h - R_N \cdot l_1}{R} < l_2, \quad (20.27)$$

де l_3 - відстань від ліній дії сили R (де $R = G_p + R_N$ - результуюча вертикальних реакцій ґрунту на розпушувач) до центру тяжіння розпушувача.

Перевірка стійкості проводиться в статичних умовах і при русі. Критерієм стійкості є граничний кут нахилу майданчика, при якому зберігається рівновага машини. Розрахунок виконується для найбільш несприятливих положень розпушувача.

20.7. Шляхи вдосконалення навісних розпушувачів

Розвиток розпушувачів пов'язаний з розширенням області їх ефективного використання; підвищенням одиничної потужності базових тракторів: розширенням типорозмірного ряду розпушувачів як у області великої, так і малої потужності; все більш широким використанням принципу модульного проектування розпушувального

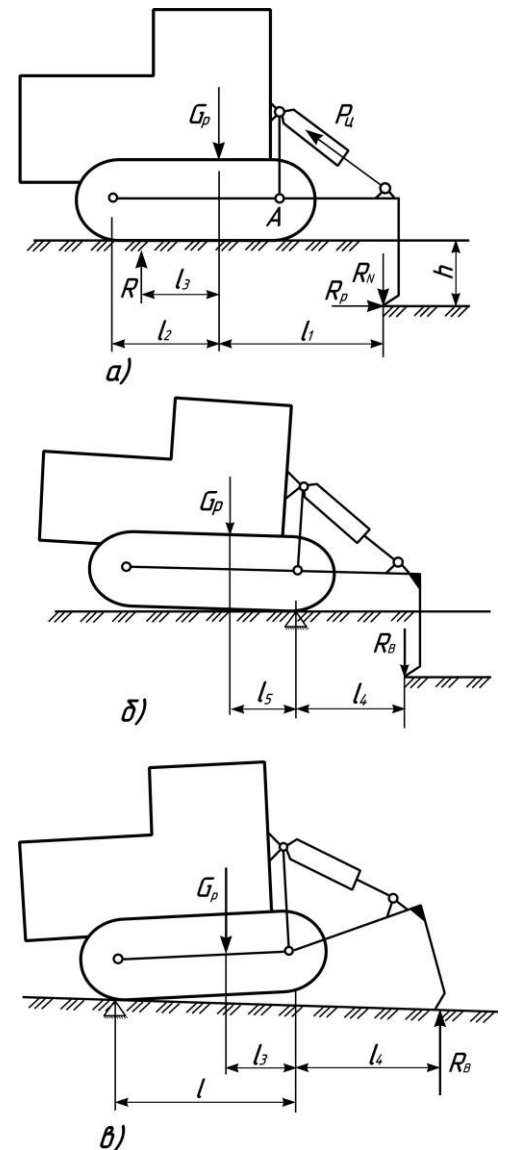


Рис. 20.22. Розрахункові схеми розпушувача: а - основна; б - для визначення зусилля виглиблення; в - для визначення зусилля заглиблення

обладнання; створенням конструктивно-подібного обладнання на найближчі за типорозміром трактори; підвищенням якостей і терміну служби машини; удосконаленням основних конструктивних параметрів обладнання, гідропривода; зниження матеріаломісткості; розширенням універсальності розпушувального обладнання; збільшенням рухливості елементів націпного пристрою і робочих органів у вертикальній і горизонтальній площинах, а також використанням багатоцільових робочих органів; покращенням комфортних умов роботи водія і зниженням трудомісткості обслуговування; освоєнням електронної автоматики з використанням бортової мініпроцесорної техніки для отримання оптимальних режимів роботи розпушувачів.

У різноманітних конструкціях розпушувачів виділимо найбільш характерні шляхи їх удосконалення.

Найбільш характерні конструкції робочих органів навісних розпушувачів представлені на рис. 20.23.

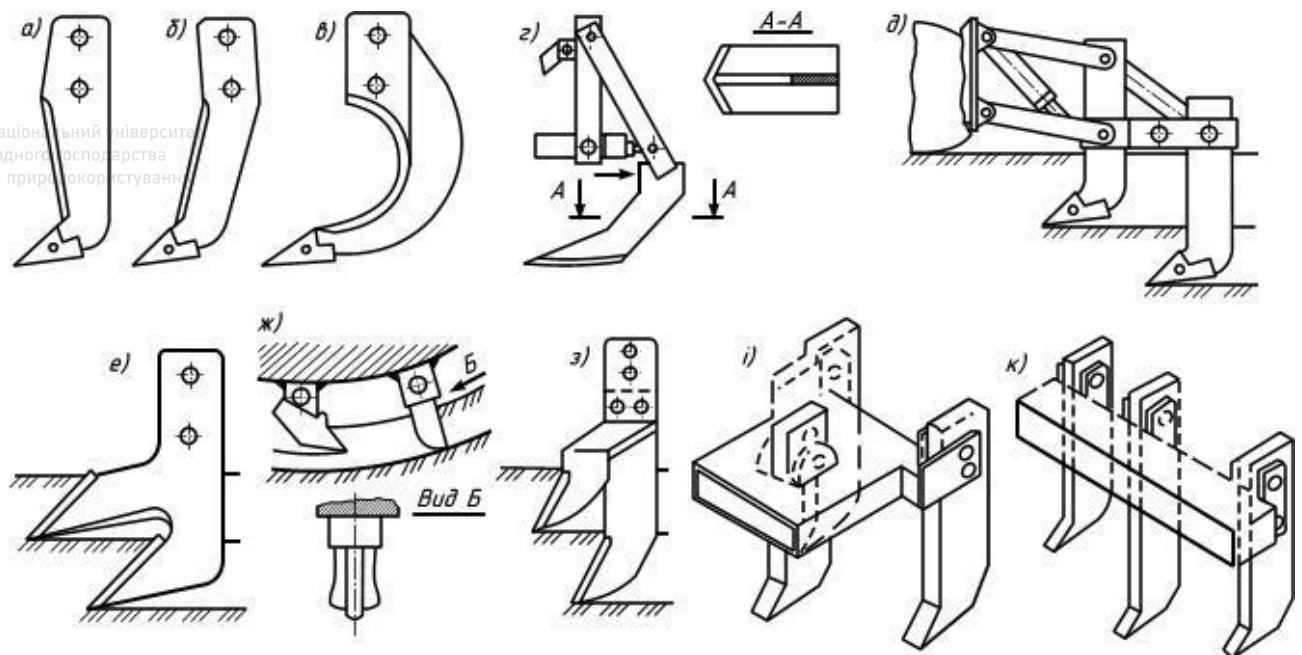


Рис. 20.23. Основні конструктивні схеми робочих органів розпушувачів із забезпеченням ефекту інтенсифікації

В якості традиційних робочих органів використовуються зуби різного типу:

- прямі (рис. 20.23, а), призначені для розпушення ґрунтів різних типів; такі зуби застосовуються практично на всіх вітчизняних розпушувачах;
- напівзігнуті (рис. 20.23, б) дозволяють зменшити зусилля заглиблення при більшому куті розпушення;
- зігнуті (рис. 20.23, в), призначені для розпушення тріщинуватих ґрунтів на невелику глибину, щоб не відбувалося заклинювання зуба; знайшли застосування на розпушувачах фірми „Фіат-Алліс”.

Відомий робочий орган розпушувача виконаний у вигляді лемеша (рис. 20.23, г). Робочий орган виготовляється з пластини криволінійної форми і закріплений на стійці. Передня частина пластини загострена. Робочий орган кріпиться до нижньої тяги розпушувача за допомогою гідроциліндра і похилої рами. При розпушенні ґрунту леміш підрізає шар ґрунту, прорізуючи в ньому тонку щілину. При русі лемеша відносно вертикальної стійки назад його рух складається з руху базової машини вперед і в результаті чого леміш в поздовжньому напрямі залишається нерухомим і переміщується вертикально вгору, піднімаючи і розпушуючи при цьому ґрунт.

Робочі органи, які використовуються в даний час (див. рис. 20.23, а-в) не задовольняють вимогам експлуатації навісних розпушувачів з ряду причин:

- незначна глибина розпушення за один прохід розпушувача, наприклад, для

розпушувача тягового класу 100 кН при руйнуванні мерзлого суглинку з числом ударів динамічного щільноміра ДорНДІ 140-160 глибина розпушення за один прохід складає 0,3...0,35 м;

- значні динамічні знакозмінні навантаження, що діють на елементи розпушувального обладнання і базовий трактор, високий рівень вібрації на робочому місці машиніста;

- велика кускуватість розпушеного ґрунту, що затрудняє використання землерийної техніки (екскаваторів) для роботи в комплексі з навісними розпушувачами.

Перспективним напрямом удосконалення робочих органів і усунення відмічених недоліків існуючих конструкцій є використання робочих органів ступінчастого типу, в яких є декілька розпушуючих зубів, траєкторно зміщених один відносно одного, по вертикалі (утворюють „ступінь”) і горизонталі (рис. 20.23, *д-і*). Робочі органи ступінчастого типу можуть бути виконані в двох варіантах:

- з послідовним розташуванням зубів, коли вони розташовані один за одним за схемою „слід у слід” (див. рис. 20.23, *д-ж*);

- з паралельним розташуванням зубів, які утворюють робочий орган ступінчастого типу (див. рис. 20.23, *з-к*).

З патентно-технічної літератури відомий пристрій для розпушення мерзлого ґрунту (див. рис. 20.23, *д*), в якому з метою підвищення ефективності його розпушення є два зуби, розташовані один за одним, причому один із зубів розташований над іншим. Обидва зуби шарнірно кріпляться до базового трактора телескопічними тягачами. При розпушенні зуби розташовуються на деякій відстані один за одним з різною глибиною розпушення. Разом з позитивними якостями до недоліків такого робочого органа можна віднести: збільшення його габаритних розмірів і металомісткості із-за роздільного виконання зубів, а також із-за наявності спеціальної підвіски заднього зуба, яка в процесі розпушення ґрунту не чинить впливу на положення цього зуба. Крім того, відсутні відомості по вибору раціональних параметрів такого робочого органа, що забезпечують його ефективну експлуатацію.

Робочий орган розпушувача (див. рис. 20.23, *є*), запропонований Київським інженерно-будівельним інститутом і Челябінським заводом дорожніх машин ім. Колющенко, усуває недоліки пристрою, зображеного на рис. 20.23, *д*. Робочий орган складається з нижнього і додаткового верхнього зубів, які змонтовані на загальній стійці. Верхній зуб закріплений на виступаючій вперед (по лінії руху розпушувача) частині загальної стійки так, що його ріжуча кромка знаходиться від рівня денної поверхні на відстані, рівній половині загальної глибини розпушення. Верхній і нижні зуби встановлені під оптимальним кутом розпушення 35...40°, причому верхній зуб виконаний ширше нижнього на 40...60%, а нижня частина виступу стійки, на якому закріплений верхній зуб, має кут загострення 45...60° до нормалі відносно лінії загострення. Робочий орган жорстко закріплений в робочій балці підвіски розпушувача. При експлуатації такого робочого органа очікується зменшення коефіцієнта динамічності (відношення середнього максимального опору розпушення до середнього значення і загального опору розпушення до середнього значення) і загального опору розпушення, що сприяє збільшенню довговічності робочого органа.

Істотним недоліком такої конструкції є те, що в процесі розпушення простір між зубами знаходиться в ґрунтовому масиві, що сприяє його забиванню ґрунтом, зруйнованим заднім зубом. Такий недолік не усуває наявність загострення на нижній частині верхнього зуба і те, що цей зуб виконують на 40...60% ширшим за нижній. При використанні робочого органа на талих ґрунтах ці заходи дадуть результат, проте при експлуатації робочого органа при розпушенні мерзлих ґрунтів, коли їх руйнування відбувається сколом від масиву окремих елементів, відбуватиметься заклинювання простору між зубами.

Із зарубіжних конструкцій відомий робочий орган прохідницького комбайна (див.



Національний технічний університет України
Київський політехнічний університет
Інститут водного господарства та природоохорони

рис. 20.23, ж), в якому передній і задній різці розташовані на різних рівнях - передній нижче заднього. Задній різець ширший, ніж передній. При роботі задній різець йде по сліду, виконаному переднім різцем, збільшуючи об'єм породи, яка руйнується. Таке різання дуже енергоємне - значна витрата енергії, що витрачається заднім зубом.

Перспективним напрямом удосконалення робочих органів розпушувачів є створення ступінчастих робочих органів з паралельним розташуванням зубів (див. рис. 20.23, з-к). Робочі органи такого типу виконуються:

- з винесеними вперед і піднятими вгору бічними зубами по відношенню до середнього зуба (див. рис. 20.23, з); відмінною особливістю робочого органа є те, що кожний кут між поздовжньою віссю середнього зуба і прямою, яка з'єднує центральну точку ріжучої кромки середнього зуба з центральною точкою ріжучої кромки бокового зуба в проекції на вертикальну площину, вибраний рівним $45...55^\circ$;

- з винесеним вперед середнім зубом, який може встановлюватися нижче, ніж бокові зуби, або закріплюватися на одному з них рівні (див. рис. 20.23, і); така схема розташування зубів використана на розпушувачі Д-576Б Брянського заводу дорожніх машин;

- з паралельним розташуванням трьох зубів, коли середній зуб виконаний з більшим вильотом, ніж бокові зуби (див. рис. 20.23, к); розпушувачі такого типу випускаються французькою фірмою „Рішар Контіненталь”.

Робочі органи ступінчастого типу з паралельним розташуванням зубів найдоцільніше використовувати на тракторах великого тягового класу. Крім того, в процесі експлуатації з урахуванням зміни технології ведення розпушувальних робіт і ґрунтового фону, що змінюється, необхідно змінювати параметри робочих органів такого типу, особливо співвідношень по глибині і відстані між боковими і середнім зубами.

Удосконалення робочих органів розпушувачів включає покращення конструкцій розширювачів і наконечників. Розширювачі є змінними елементами робочих органів, що значно збільшують продуктивність розпушувачів при розробці крихких і тріщинуватих ґрунтів. За формою відомі стержневі, клинові і дискові розширювачі. Найбільше розповсюдження отримали два останніх типи розширювачів (рис. 20.24, а-з).

Клинові розширювачі можуть бути моноблочні і здвоєні, коли вони складаються з двох елементів, кожний з яких встановлюється на одній стороні стійки зуба (див. рис. 20.24, а). В такому здвоєному клиновому розширювачі його елементи жорстко закріплені на стійці зуба, а нижні поверхні розширювачів виконані ввігнутими.

З метою адаптації до зміни ґрунтових умов розширювачі виконуються з варіюванням висоти їх розташування (див. рис. 20.24, б). Розширювач монтується на додатковому кронштейні, встановленому на задній поверхні стійки і має ряд монтажних отворів по висоті. Залежно від глибини розпушення розширювач встановлюється в необхідне положення.

Широкі дослідження дискових розширювачів

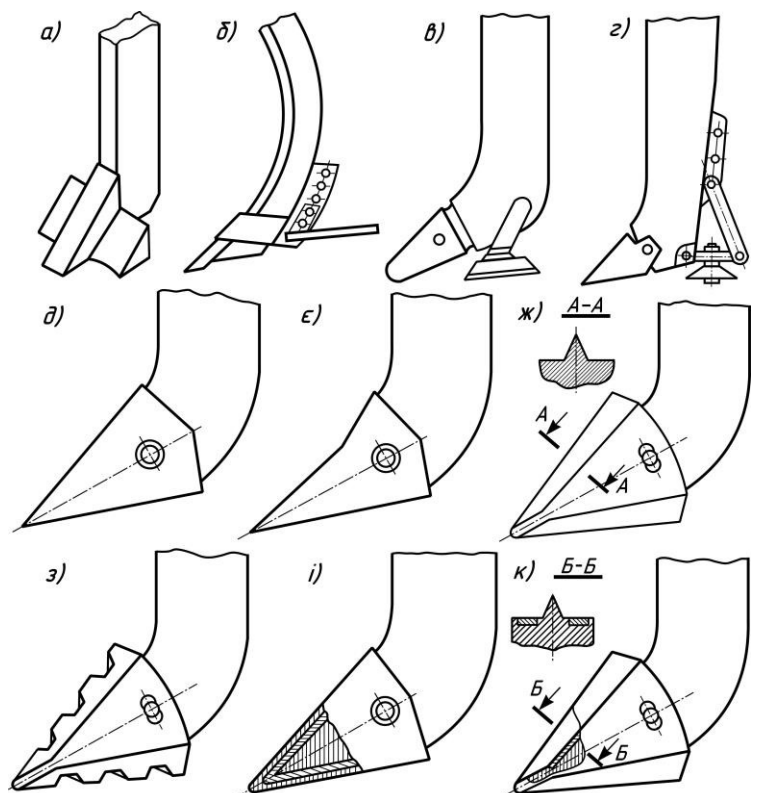


Рис. 20.24. Наконечники і розширювачі зубів розпушувачів, які забезпечують підвищення ефективності розпушення

проводить НВО ВНІБуддормаш. Диски в таких розширювачах можуть встановлюватися шарнірно (див. рис. 20.24, в) і з регулюванням кута установки (див. рис. 20.24, з). Розширювач (рис. 20.24, в) виконаний у вигляді двох кронштейнів, які закріплені на стійці зуба. На кожному з кронштейнів шарнірно змонтовані диски, які при розпушенні ґрунту повертаються відносно своєї осі і знижують загальний опір переміщенню робочого органа.

За рахунок наявності регулювання кута установки диска підвищується продуктивність розпушувачів і знижується енергоємність процесу розпушення (див. рис. 20.24, з). Розширювач є поворотним диском, встановленим на кронштейні, який змонтований на передній по-верхній стійки. Конструкція забезпечена фіксатором положення диска відносно стійки, який може виконуватися у вигляді тяги, осей або клина. При роботі, залежно від фізико-механічних властивостей і структури ґрунту, розширювач встановлюється під кутом до горизонту, що забезпечує найбільший розвал борозни.

Удосконалення наконечників робочих органів розпушувачів направлене на покращення їх конструкції, форми і підвищення їх довговічності, зносостійкості. У вітчизняній промисловості знайшли широке розповсюдження наконечники наступних типів (за формою передньої грані): прямі (рис. 20.24, д); ввігнуті (рис. 20.24, е); з виступом (рис. 20.24, ж) на передній і задній гранях виступи виконані у вигляді трикутника із змінним кутом загострення, що зменшується від ріжучої кромки наконечника. Всі три типи наконечників широко випускаються для оснащення робочих органів навісних розпушувачів.

Відомий також наконечник (рис. 20.24, з), що має виїмки по всій довжині передньої і задньої граней. Кожна виїмка виконана з виступом, зв'язаним з ріжучими елементами. Виступи виконані трикутної форми з кутом при вершині $10...60^\circ$ і розташовані під кутом $160...170^\circ$ до ріжучої кромки. Такий наконечник сприятиме зниженню силових і енергетичних показників процесу розпушення ґрунтів. Однак, наявність виїмок буде являтися концентратором напруг, що істотно знизить довговічність таких наконечників, приводитиме до виходу їх з ладу.

Для забезпечення роботи на високоабразивних ґрунтах наконечники виконують подовженої форми, які самозаточуються, або використовують біметалічні наконечники (рис. 20.24, і), в яких ріжучу частину кують з біметалічного листа. Верхня частина біметалічного листа має підвищену твердість, а нижня частина являється більш пластичнішою. Довговічність таких наконечників збільшується у 3 рази в порівнянні з литими. Крім того, пропонується використання наконечників із зносостійкою накладкою на передній грані (рис. 20.24, к). З цією метою у нижній частині передньої грані виконуються заглиблення, які потім заповнюються зносостійким матеріалом, при цьому довжина кожного заглиблення повинна складати $25...35\%$ довжини передньої грані.

Наступним напрямком удосконалення навісних розпушувачів є покращення навісок розпушувачів, в першу чергу розширення їх технологічних можливостей і підвищення ефективності.

Значна увага приділяється зміні кута розпушення робочого органа. Відомо багато конструкцій, що забезпечують цю операцію в навісних розпушувачах. Розглянемо найбільш відомі рішення.

Вітчизняною промисловістю серійно випускається розпушувач, в якому поворот зуба здійснюється гідроциліндром регулювання кута розпушення, який розташований між шарніром верхньої шарнірно-зчленованої тяги з робочою балкою (рис. 20.25, а). При висуванні штока гідроциліндра кут розпушення збільшується. Іншим прикладом регулювання кута розпушення є конструкція, представлена на рис. 20.25, б. У цій навісці гідроциліндри повороту зуба навісного розпушувача встановлені замість верхньої тяги. Заглиблення і виглиблення робочого органа здійснюється вертикально розташованим гідроциліндром керування, який через додатковий кронштейн зв'язаний з робочою балкою.

Із зарубіжних конструкцій найбільш розповсюджена схема регулювання кута розпушення із заміною верхньої тяги паралелограмної навіски гідроциліндром подвійної дії (рис. 20.25, в). Конструкція такої навіски використовується провідними зарубіжними фірмами „Катерпіллер Трактор”, „Фіат-Алліс”, „Комацу”. Навіска забезпечує регулювання кута розпушення до 30° , причому керування гідроциліндром повороту зуба і гідроциліндрами за-глиблення здійснюється одним важелем.

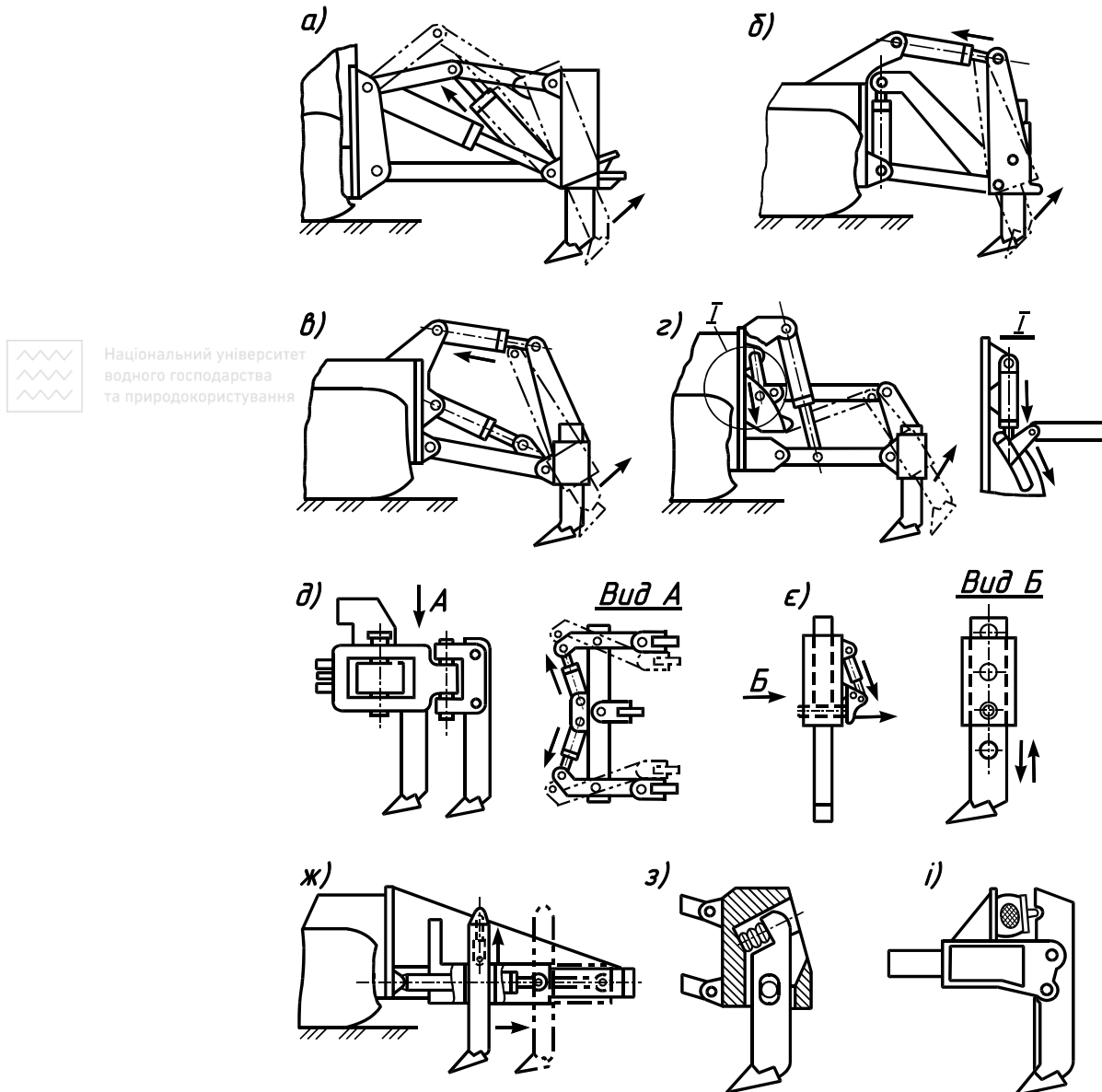


Рис. 20.25. Схеми кріплення розпушувальних зубів до тягача

За патентом США зміна кута розпушення досягається переміщенням одного кінця верхньої тяги разом з повзуном в криволінійній направляючій (рис. 20.25, з). У направляючій виконаний паз, по якому переміщується повзун, зв'язаний шарнірно з гідроциліндром повороту робочого органа. До недоліків такої схеми слід віднести підвищену складність виготовлення і експлуатації механізму переміщення верхньої тяги.

Технологічні можливості навісних багатозубих розпушувачів розширюють шляхом використання навісок, що забезпечують зміну кроку між зубами (рис. 20.25, д). Відмінною особливістю такої конструкції є те, що на кінцях робочої балки навіски змонтовані двоплечі важелі, на одному плечі яких закріплений з можливістю повороту зуб, а інше плече шарнірно з'єднане з гідроциліндром. З метою отримання меншої або більшої відстані між зубами під дією гідроциліндрів здійснюється поворот двоплечевих

важелів крайніх зубів. Крім того, НВО ВНІБуддормаш розроблена конструкція п'ятизубого розпушувача, в якій до двоплечого важеля приєднана тяга, пов'язана з одним з проміжних зубів. Проміжні зуби встановлені на робочій балці через флюгер. У цьому випадку двоплечий важіль, робоча балка і тяга утворюють шарнірну багатоланкову конструкцію. При повороті гідроциліндрами двоплечих важелів крайніх зубів одночасно повертаються проміжні зуби. Навіска розпушувача дозволяє руйнувати міцні і мерзлі ґрунти в обмежених умовах - біля стін споруд, на краю котлованів.

На вітчизняних розпушувачах тягового класу 250 кН набули розповсюдження підвіски з регулюванням вильоту робочого органа (рис. 20.25, є). Стійка зуба розпушувача, яка має декілька отворів по вертикалі, монтується в направляючих робочої балки. Пристрій зміни вильоту зуба складається з кулісного механізму, пов'язаного з пальцем кріплення зуба і гідроциліндром керування. При роботі розпушувача на високоміцних ґрунтах зуб встановлюється в робочій балці на нижні отвори (мінімальний виліт зуба). Цим забезпечується зниження напруги в стійці зуба. При експлуатації розпушувача на ґрунтах невисокої міцності їх розпушення здійснюється на велику глибину при більшому вильоті зуба. У цьому випадку висуненням штока гідроциліндра керування кулісним механізмом висувають палець кріплення зуба і гідроциліндрами керування підвіски піднімають робочу балку відносно зуба. Встановивши необхідний виліт зуба, висувають палець кріплення в отвір стійки зуба.

У розпушувачах зарубіжних фірм „Катерпіллер” пристрої зміни вильоту робочого органа виконані з обертальними парами. Як правило, такі пристрої включають гідроциліндр, що впливає на двоплечий важіль, вільне плече якого здійснює зворотно-поступальний рух пальця кріплення стійки зуба. Для забезпечення поверхневих переміщень центру обертання двоплечого важеля відносно осі його кріплення до робочої балки ці пристрої виконують з коромислом.

З метою усунення заклинювання розпушеним ґрунтом простору між робочим органом і базовою машиною, а також підвищення ефективності процесу розпушення з урахуванням затуплення робочого органа в підвісках розпушувача передбачають наявність механізму зміни відстані від робочого органа до базової машини (рис. 20.25, ж). Підвіска виконана у вигляді П-подібної рами з направляючими, в яких встановлена рухома каретка з робочим органом. Залежно від умов експлуатації розпушувача і від затуплення робочого органа здійснюється переміщення каретки в необхідному напрямку, що призводить до зміни відстані від робочого органа до базової машини. Підвіска забезпечує і зміну вильоту зуба гідроциліндром керування. До недоліків такої конструкції слід віднести значне збільшення габаритних розмірів із-за наявності П-подібної рами.

Використання навісних розпушувачів з тракторами великої потужності, застосування додаткових механізмів (зміни кута розпушення, вильоту зуба) і активізація процесу розпушення (використання додаткової енергії) вимагають створення підвісок з амортизацією навантажень. У конструкції підвіски на чотириланковому механізмі встановлена робоча балка з шарнірно вмонтованим в ній робочим органом (рис. 20.25, з). Шарнірний отвір з'єднання стійки зуба з робочою балкою виконаний у вигляді вертикального паза. Верхньою частиною стійка зуба спирається на амортизуючий елемент, встановлений в робочій балці під кутом, рівним куту розпушення зуба. При розпушенні стійка зуба повертається навколо пальця його кріплення до робочої балки і опускається відносно нього вниз, стискаючи амортизуючий елемент. При сколі ґрунту акумульована енергія амортизуючого елемента через стійку зуба передається ґрунту, викликаючи його руйнування. При цьому амортизуючий елемент сприймає динамічні навантаження в горизонтальній і вертикальній площинах.

У зарубіжних конструкціях розпушувачів позитивно зарекомендували себе підвіски з розташуванням амортизаторів між зубом і робочою балкою фірми „Ареко” (рис. 20.25, і). Установка амортизаторів здійснюється безпосередньо на поворотному флюгері, що дозволяє знизити пікові навантаження як на елементи підвіски, так і на базову машину.

Розпушувачі фірми „Ареко” забезпечуються гумовими амортизаторами, які не тільки збільшують довго-вічність його вузлів, але і сприяють ефективнішому руйнуванню за рахунок акумуляції в них енергії, а також інтенсивному подрібненню ґрунту. До недоліків такої конструкції необхідно віднести неможливість регулювання жорсткості амортизаторів залежно від технології експлуатації розпушувача і зміни ґрунтового фону.

Для активізації процесу розпушення навісних розпушувачів використовується підведення додаткової енергії. Найбільш поширений спосіб використання в конструкціях розпушувачів ударних і віброударних механізмів, а також використання вібрації. Традиційна схема використання енергії удару включає гідро- і пневмоударник, змонтовані на додатковому кронштейні і які взаємодіють з робочим органом. У конструкції розпушувача використана енергія декількох гідроударників (рис. 20.26, а). Гідроударники змонтовані на рамі, закріпленій на робочій балці підвіски. Осі циліндрів гідро-ударників зміщені відносно одна одної і перетинаються під кутом меншим 60° для будь-яких двох суміжних гідроударників. Робочий орган має декілька ударних майданчиків, нормалі до яких розташовані в площині обертання робочого органа. У процесі експлуатації вказане розташування ударників забезпечує гасіння віддачі і підвищує ефективність розпушення ґрунтів.

У зарубіжних віброударних розпушувачах робочий орган встановлюється в підшипнику ковзання (рис. 20.25, б). Підшипник ковзання змонтований в тяговому брусі, а робочий орган не має жорсткого зв'язку з вібростійкою. У результаті цього, здійснюючи коливання під дією вібратора, стійка завдає удари, направлені в бік ґрунту, який розрихлюється. Така схема роботи сприяє підвищенню продуктивності розпушувача.

Київським інженерно-будівельним інститутом розроблений вібраційний розпушувач, призначений для розпушення міцних і мерзлих ґрунтів на глибину до 0,3 м (рис. 20.26, в). Приводом служить ексцентрикovo-шатунний механізм, що обертається від вала відбору потужності.

Амплітуда коливань складає 0,03 м, а збурююча сила - 30 кН. Число ударів в хвилину - 360, що забезпечує продуктивність при розпушенні $140 \text{ м}^3/\text{год}$. Як відзначають автори, основним недоліком розпушувача є зміна кута різання в процесі коливань робочого органа.

Американською фірмою „Лаббок Меньюфактурінг” створений вібраційний розпушувач, що включає поперечний брус, на якому паралельно закріплені два зуби (рис. 20.26, г). На цьому ж брусі жорстко закріплений дебалансний вібратор направленої дії, який служить джерелом вертикальних коливань зубів. Частота коливань робочих органів досягає 600 за хвилину. З метою зниження вібрації, що передається на базову машину, брус з вібратором кріпляться до проміжної рами через спеціальні шарнірні ланки.

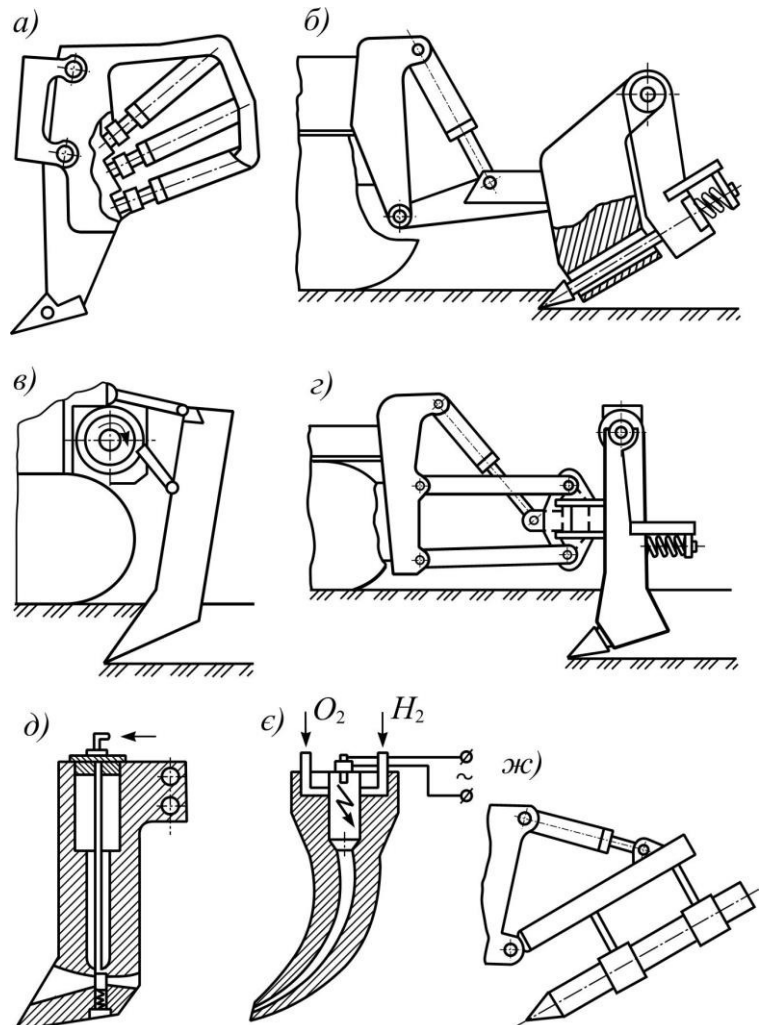


Рис. 20.26. Схеми інтенсифікації зубів розпушувачів за рахунок вібраційного і віброударного впливу на ґрунт

Перспективним напрямком активізації робочого процесу розпушувачів є використання енергії стислих газів і енергії вибуху. В робочому органі розпушувача (рис. 20.26, д) виконаний вертикальний канал, який через золотник зв'язаний з вихлопними отворами на лобовій і бічних поверхнях зуба в нижній його частині. На задній поверхні зуба також є вихлопний отвір, який виконує роль компенсатора зусилля віддачі при закінченні стислого повітря із робочої камери. При подачі стислого повітря у вертикальний канал і спрацюванні золотника відбувається з великою швидкістю витік повітря через вихлопні отвори. Стисле повітря проникає в тріщини і інтенсивно розпушує ґрунт, що контактує із зубом. Недоліком таких розпушувачів є можливе забивання вихлопного отвору на лобовій грані зуба.

Фірмою „Катерпіллер” запропонований робочий орган розпушувача, що використовує енергію вибуху газоподібних вибухових речовин (рис. 20.26, є). У зубі розпушувача виконаний випускний канал, що звужується, пов'язаний з камерою згоряння, в яку періодично подається окислювач (кисень) і паливо (водень). Від електричної свічки здійснюється займання газової суміші, після чого детонаційна хвиля переміщується по випускному каналу і здійснює руйнування ґрунту.

Останніми роками набуває поширення використання для розпушення міцних і мерзлих ґрунтів магнітострикційного ефекту (рис. 20.26, ж). Магнітострикційний робочий орган вмонтовується на традиційних підвісках розпушувачів або на підвісках спеціальної конструкції. Базова машина забезпечує поступальне переміщення магнітострикційного вібро-збудника із зубом уздовж забою. Заглиблення здійснюється за допомогою силового циліндра. При контакті із забоем віброзбудник передає ґрунту коливання звукової частоти, які сприяють утворенню мікротріщин, що призводять до інтенсивного руйнування прилягаючих до зуба шарів ґрунту. В тілі віброзбудника збуджуються як поздовжні, так і поперечні коливання.

Удосконалення навісних розпушувачів можливе комбінуванням проаналізованих методів покращення розпушувачів. Перспективним напрямком є комбінування двох шляхів удосконалення: розпушувачів - створення робочих органів ступінчастого типу; удосконалення підвіски. Прикладом такого виконання може служити розпушувач, в якому на основній рамі вмонтований середній зуб (рис. 20.27, а).

На основній рамі також встановлена допоміжна рама з бічними зубами. Всі операції по керуванню положення середнього і бічних зубів, а також допоміжної і основної рам гідрофікований. Крім того, бічні зуби можуть встановлюватися під кутом відносно площини, що проходить через поздовжню вісь руху базової машини.

У конструкції робочого органа за англійським патентом (рис. 20.27, б) передбачено застосування зубів з послідовним їх розташуванням і одночасне використання вібрації. Кожний із зубів шарнірно встановлений на загальній рамі, а верхні їх кінці за допомогою тяги зв'язані між собою і з шатуном ексцентриково-шатунного механізму. При експлуатації робочого органа з ввімкненим вібраційним механізмом кожний із зубів здійснює коливальні рухи, причому працюють вони в протифазі.

Розпушувач (рис. 20.27, в) виконаний з робочим органом ступінчастого типу з паралельним розташуванням зубів. Бічні зуби встановлені вище і спереду середнього зуба. Крім того, середній зуб оснащений камерами згоряння, розташованими в розширювачах цього зуба. При розпушенні міцних і мерзлих ґрунтів бічні зуби виконують в масиві піонерні прорізи, а ґрунт, що залишився між ними, руйнується енергією вибуху середнім зубом.

Прикладом комбінованого напрямку удосконалення навісних розпушувачів може служити розпушувач, в якому на передній зуб ступінчастого робочого органа з послідовним розташуванням зубів подається додаткова енергія (рис. 20.27, г). Передній зуб забезпечений магнітострикційним вібратором. Відстань між ріжучою кромкою заднього зуба і ріжучою кромкою переднього зуба рівна довжині хвилі коливань магнітострикційного вібратора переднього зуба. Висота розташування ріжучої кромки



переднього зуба над ріжучою кромкою заднього зуба рівна половині довжини хвилі коливань магнітострикційного вібратора. При такому розташуванні переднього і заднього зубів передній розпушує ґрунт, зруйнований коливаннями переднього зуба з магнітострикційним вібратором. Розпушувач забезпечує зниження опору розпушення міцних і мерзлих ґрунтів.

У розпушувачі (рис. 20.27, д) використання магнітострикційного ефекту зажадало удосконалення конструкції робочого органа. Магнітострикційний вібратор орієнтований у напрямі поздовжньої осі базової машини. Стійка робочого органа виконана зігнутою і оснащена на вільному кінці зубом. Довжина стійки вибрана резонансною, яка забезпечує макси-мальну амплітуду на кінці зуба, відношення довжини криволінійної (по її осі) до радіусу її кривизни вибрано 3,14. При цьому значенні даного відношення кут між вектором коливальної швидкості і вектором швидкості поступального руху базової машини мінімальний, що зменшує опір розпушення до мінімуму.

У конструкції (рис. 20.27, е) також передбачено використання додаткової енергії

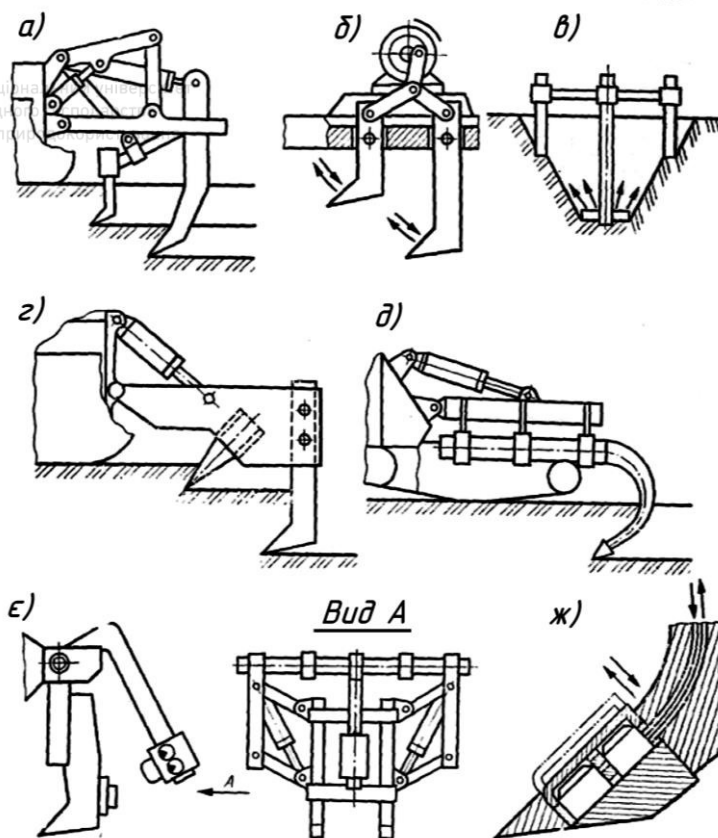


Рис. 20.27. Схеми комбінованої інтенсифікації зубів розпушувачів за рахунок використання енергії удару і стисненого газу

(ударний механізм), але з комбінацією удосконалення підвіски розпушувача. На загальній осі, на якій встановлений ударний механізм, в площині поперечний руху базової машини, змонтована підвіска з двома зубами. Опускання і підйом зубів здійснюється двома гідрофікованими паралелограмними багатоланковими конструкціями. Одно-часно із зміною глибини розпушення проводиться варіювання кроку між зубами. При руйнуванні високоміцних ґрунтів у роботу включається ударний механізм, який активізує процес розпушення.

Комбінування методу використання додаткової енергії і удосконалення форми наконечника робочого органа розпушувача представлене на рис. 20.27, ж. В наконечнику передня грань встановлена з

можливістю плоскопаралельного переміщення. Привод передньої грані здійснюється за рахунок енергії рідини, яка поступає в золотниковий пристрій, а потім періодично подається в гідроциліндр, змонтований під передньою гранню наконечника. Плоскопаралельне переміщення передньої грані сприяє зниженню опору розпушення.

Принцип модульного проектування з використанням уніфікації вузлів і деталей широко застосовують при створенні розпушувачів у вітчизняній практиці і за кордоном.

Розпушувальне обладнання є модулем високого рівня уніфікації для машин певного функціонального призначення: бульдозерів різних типів, навантажувачів, корчувачів та інших машин з переднім робочим обладнанням, здатних виконувати самостійні функції (рис. 20.28). Подібний принцип уніфікації найбільш прийнятний при освоєнні типорозмірних рядів машин на тракторах потужністю до 150 кВт (тягових класів до 15).

Власне розпушувальне обладнання складається з модулів нижчого рівня уніфікації: агрегатів (гідроциліндрів, гідророзподільників, механізмів зміни вильоту зуба) і вузлів (опорних і тягових рам, кронштейнів, робочих балок).

Використання уніфікованих гідроциліндрів підйому-опускання з гідроциліндрами зміни кута розпушення дозволяє створити модифікації розпушувального обладнання різного функціонального призначення, що має різні характеристики. З використанням цього принципу проектують всі сучасні, а також перспективні розпушувачі на базі тракторів тягових класів 10 і вище, що сприяє підвищенню технічного рівня і якості машин. Механізм зміни вильоту зуба є уніфікованим модулем для однозубих розпушувачів суміжних типорозмірів.

Вузловий рівень уніфікації найбільш прийнятний при створенні однозубих і багатозубих модифікацій розпушувачів тягових класів 10...100. Заміну робочої балки під однозубу або багатозубу модифікацію здійснюють при максимальному збереженні конструкції решти вузлів націпного обладнання.

Таким чином, при створенні ряду модифікацій розпушувального обладнання з використанням універсальних (опорних і тягових рам, гідроциліндрів, зубів) і спеціальних модулів (робочих балок) можна забезпечити високу серійність і одночасно зменшити номенклатуру вузлів і агрегатів.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

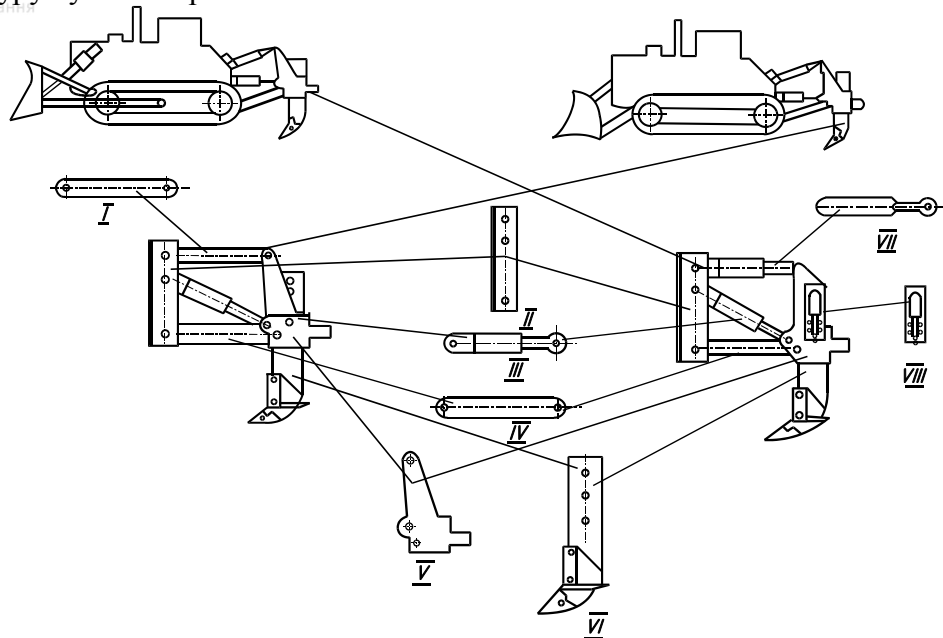


Рис. 20.28. Схема модульного проектування: а - розпушувач з бульдозером; б - розпушувач з навантажувачем; г - збільшений модуль (розпушувальне обладнання відповідно з нерегульованим і регульованим кутом розпушення); I - верхня тягова рама;

II - опорна рама; III - гідроциліндр підйому-опускання; IV - нижня тягова рама; V - робоча балка; VI - робочий орган; VII - гідроциліндр регулювання кута розпушення;

VIII - механізм зміни вильоту зуба

Наконечники, зносостійкі накладки, стійки зубів, стопорні пристрої є уніфікованими деталями - модулями зубів. Зносостійкі наконечники, що самозаточуються - основні деталі, які використовуються в землерийних машинах різного функціонального призначення: розпушувачах, машинах пошарового фрезерування та ін.

Подальше удосконалення модульного підходу при проектуванні дозволяє створити сімейство розпушувачів з максимальною уніфікацією деталей, вузлів і агрегатів, сприяючи стандартизації елементів на все вищому рівні, скороченню витрат на проектування і освоєння машин, а також скороченню часу морального старіння бульдозерів з розпушувачами. Удосконалення націпного обладнання залишається

визначальною тенденцією підвищення технічного рівня і функціональних властивостей розпушувачів.

Ефективність сучасних розпушувачів в значній мірі визначає конструкція механізму начіпного пристрою, за допомогою якого робочий орган зуб або зуби приєднують до базового тягача і фіксують в заданому положенні. Створення раціональних кінематичних рішень механізмів начіпних пристроїв розпушувачів дозволяє інтенсифікувати розробку мерзлих ґрунтів і гірських порід і забезпечити найбільш прогресивну технологію виконання робіт.

Аналіз існуючих навісних розпушувачів і технічних пропозицій по удосконаленню їх конструкцій, підвищенню ефективності процесу розробки міцних і мерзлих ґрунтів показує, що перспективним напрямком покращення навісних розпушувачів є створення нових високоефективних робочих органів, зокрема ступінчастого типу. Багато в чому це обумовлено створенням і випуском промисловістю базових тракторів великої одиничної потужності з розпушувальним обладнанням з підвищеною кінематичною рухливістю у вертикальній площині. Тенденцію цього розвитку можна прослідкувати за схемою, що ілюструє загальний напрям створення багатоланкового розпушувального обладнання з регульованим кутом розпушення і траєкторією руху зуба (рис. 20.29).

У даний час для розпушення мерзлих і міцних ґрунтів широкого поширення набувають навісні розпушувачі. Робочі органи (зуби) розпушувачів оснащують змінними наконечниками, які також сприяють збільшенню терміну експлуатації самих зубів.

Конструктивно наконечники розпушувачів виконуються у вигляді двох взаємозв'язаних частин - ріжучої кромки і корпусу, в якому є поглиблення для монтажу наконечника на зуб (див. рис. 20.24). Крім того, широкого поширення набули наконечники, що мають на передній і задній гранях виступи (гребені). Однак така

конструкція наконечників має ряд недоліків:

- висока енергоємність процесу розпушення і складність заглиблення при утворенні заглиблення; при цьому виступ на задній грані відіграє негативну роль - збільшує розміри площадки зношування;

- складність повторного використання наконечника шляхом його перестановки, коли задня грань займає місце передньої грані; в цьому випадку майданчик затуплення із-за наявності виступу на задній грані має значні розміри; крім того, виступ на тильній грані наконечника піддається зносу при роботі передньої грані.

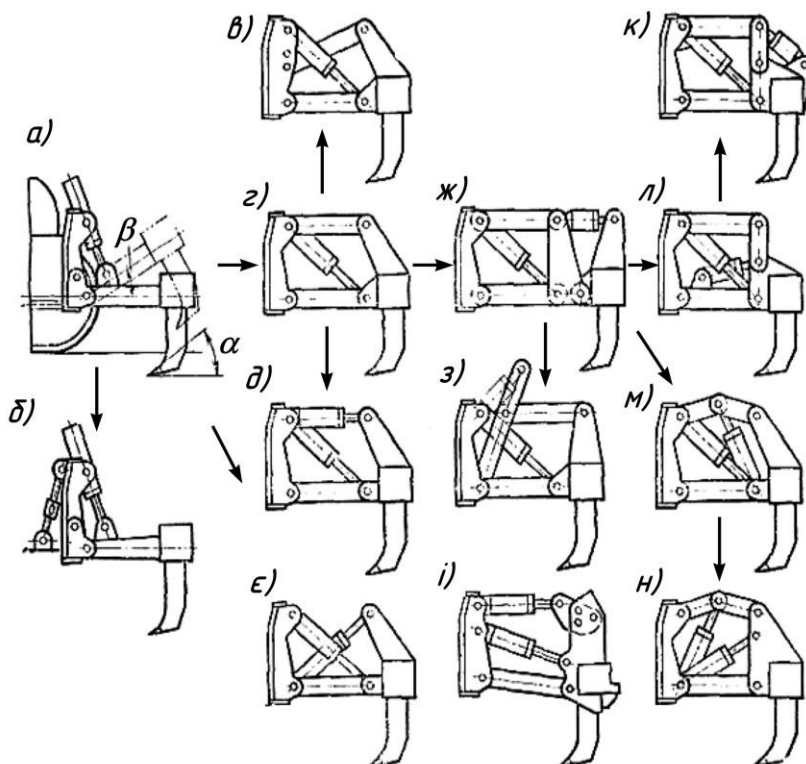


Рис. 20.29. Основні види начіпних пристроїв розпушувачів з регульованим кутом розпушення: а - США; б - СНД; в - США; г - СНД; д - США; е - США і Японія; ж - Японія; з - Японія; і - СНД; к - ФРН; л - США; м - СНД; н - Японія; α - кут розпушення; β - кут повороту тягової рами

Кафедрою „Будівельні і дорожні машини” Дніпропетровського інженерно-будівельного інституту в результаті багаторічних досліджень розроблені конструкції наконечників, що знімають подібні недоліки шляхом зсуву виступу на задній грані (рис. 20.30). В цих конструкціях наконечником початок виступу на задній грані зміщено відносно його ріжучої кромки. Таке виконання наконечників дозволяє зменшити розміри майданчика зношування на 40...60%, поліпшити заглиблення робочого органа в ґрунт, що призводить до підвищення продуктивності розпушувача на 12...14% і більше. Крім того,

за рахунок повторного використання цих наконечників (шляхом перестановки) збільшується на 20...30% термін їх ефек-тивної служби.

Розроблена конструкція наконечника (4-а схема, рис. 20.30, *г*) має виступ на передній грані укороченої довжини у порівнянні з наконечником по 3-й схемі (рис. 20.30, *в*). Зберігаючи переваги 3-ї схеми, такий наконечник має меншу металоємність і у порівнянні з традиційними наконечниками (1-а і 2-а схеми, рис. 20.30, *а, б*) його маса менша на 15...18%.

При використанні розпушувачів підвищеного класу

(понад 35 т), наконечники доцільно оснащувати бічними розширювачами (5-а схема, рис. 20.30, *д*), що забезпечують збільшення майданчика поперечного перетину прорізу в ґрунті на 40...50%. Вигідною перевагою даного наконечника є те, що він добре заглиблюється в ґрунт.

Для заміни бічних розширювачів, а також з метою пристосування наконечників при зміні ґрунтових умов і технології ведення робіт, розроблена конструкція наконечника із змінним бічним розширювачем (6-а схема, рис. 20.30, *е*). У цьому випадку можливе регулювання форми і майданчика прорізу в ґрунті.

20.8. Розпушення ґрунтів робочими органами з траєкторно-послідовним зміщенням зубів

На кафедрі „Будівельні і дорожні машини” Дніпропетровського інженерно-будівельного інституту спільно з Московським автомобільно-дорожнім інститутом були проведені спеціальні теоретичні і експериментальні дослідження навісних розпушувачів, оснащених зубами з траєкторно-послідовним розташуванням ступінчастого типу з метою визначення їх ефективності, областей застосування і раціональних параметрів. Лабораторні дослідження проводилися на підставі теорії планування і проведення експериментів, а результати оброблялися методами теорії ймовірності і математичної статистики. Основні параметри ступін-частого робочого органа (рис. 20.31), що оптимізуються і змінюються у ході експериментів: глибина розпушення передньою стійкою h_n , зміна якої забезпечувала варіювання відношення глибини розпушення передньою стійкою загальної глибини розпушення робочим органом h_n/H при постійній загальній глибині розпушення H ; ширина передньої стійки b_1 , варіювання якої дозволило змінити відношення ширини передньої стійки до ширини задньої стійки b_1/b_2 при постійному значенні останньої; відстань між передньою і задньою стійками по горизонталі L , що забезпечувало зміну відношення відстані між стійками до глибини розпушення задньою стійкою L/h_3 , де $h_3=H$ -

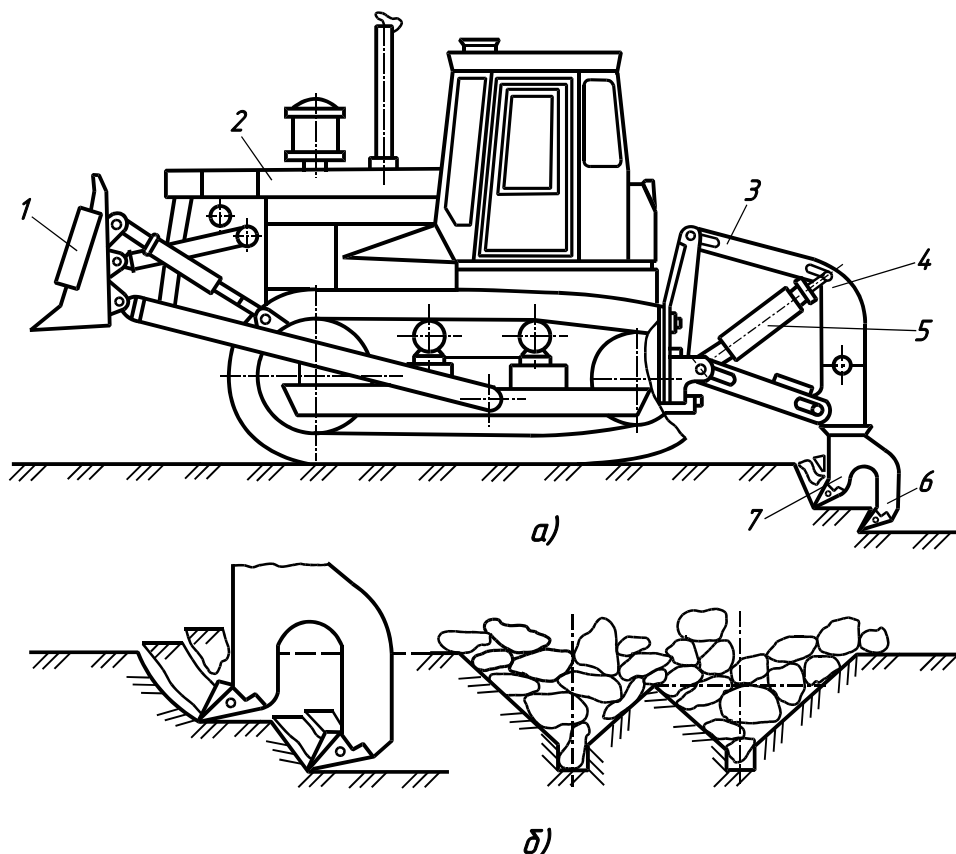
h_n .

Експерименти на однорідному матеріалі з постійними фізико-механічними характеристиками показують, що найбільший вплив на процес розпушення матеріалу робочим органом з послідовним розташуванням стійок надавали ширина передньої стійки, глибина розпушення і відстань між стійками (рис. 20.32). Перераховані параметри повинні мати наступні раціональні значення: співвідношення $b_1/b_2=1,8...2,7$; співвідношення $h_n/H=0,4...0,6$; співвідношення $L/h_3=2,0...3,0$.

На кожній із стійок встановлені змінні наконечники. Керують робочим органом через паралелограмну навіску, на якій він безпосередньо змонтований.

Новий тип робочого органа був використаний спеціалізованим управлінням тресту „Дніпроекскавація” на будівництві дренажної системи Центрального гірничо-збагачувального комбінату в Кривому Розі. Мерзлий суглинок сезонного промерзання мав наступні характеристики: температура - 2°C, вологість 18...20%, число ударів щільноміра ДорНДІ 106...108, глибина промерзання 0,9...1 м.

Експлуатація робочого органа показала, що наявність в робочому органі двох послідовно розташованих стійок забезпечує збільшення глибини розпушення за один прохід до 0,48...0,5 м, а при роботі розпушувача традиційної конструкції (з однією стійкою) глибина розпушення складала 0,32...0,35 м. При сталому процесі розпушення робочий орган ступінчастого типу здійснював руйнування мерзлого суглинка шляхом від'єднання від масиву окремих елементів ґрунту. Елементи сколу, які відокремлюються передньою стійкою, мали в поперечному перетині трапецієвидну форму, а задньою стійкою - прямокутну форму. Виміри елементів сколу ґрунту показали, що робочий орган з двома стійками знижує кускуватість розпушеного ґрунту в 1,6...1,8 рази. При цьому середній розмір кусків ґрунту, розпушеного робочим органом з послідовним розташуванням зубів склав 0,33 м, а робочим органом традиційного типу - 0,62 м. Це сприяло підвищенню продуктивності екскаватора, обладнаного драглайном, що працював у комплексі з розпушувачем, в середньому до 20...22% за рахунок покращення наповнення ковша.





Національний університет
водного господарства
та природокористування

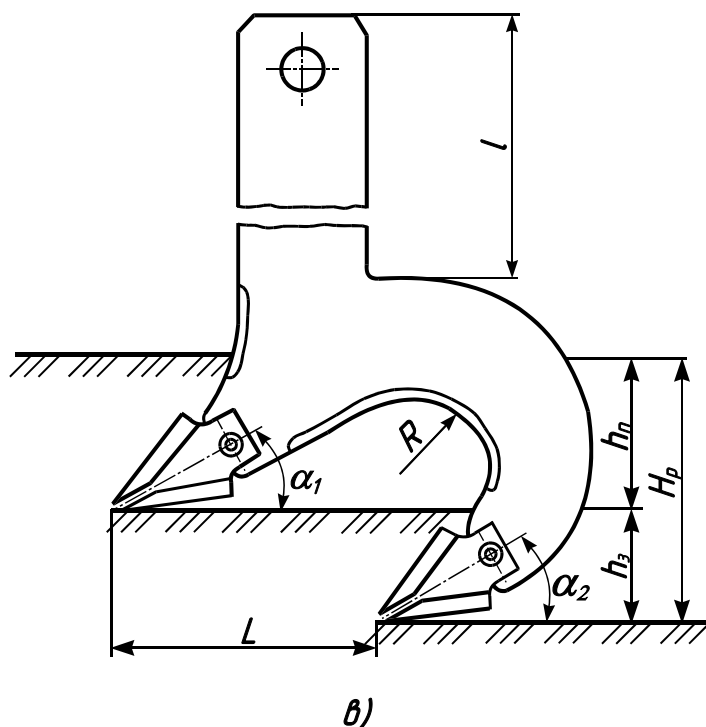


Рис. 20.31. Базова машина з розпушувальним робочим органом (а), схема процесу розпушення ґрунту (б) і робочого органа розпушувача з траєкторно-послідовним розміщенням зубів (в), 1 - відвал бульдозера; 2 - базовий трактор; 3 - підвіска; 4 - рама; 5 - гідроциліндр; 6, 7 - задня і передня розпушуючі стійки відповідно

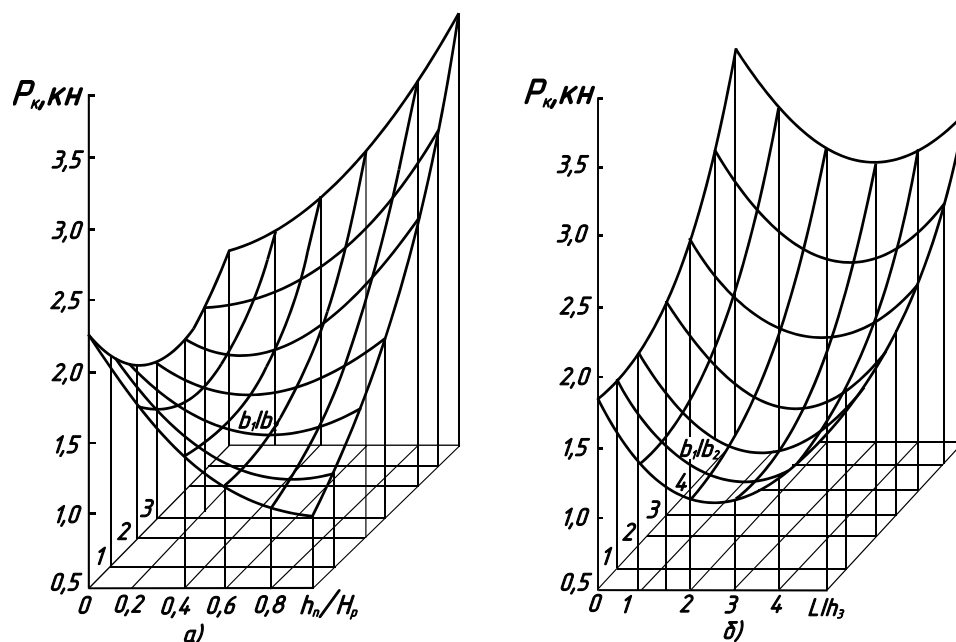


Рис. 20.32. Графіки залежностей горизонтальної складової опору розпушенню P_k від співвідношення h_n/H_p - глибини розпушення передньою стійкою h_n до загальної глибини розпушення H_p і співвідношення b_1/b_2 - ширини робочого органа з послідовно розташованими стійками (а), співвідношення L/h_3 - відстані між стійками L до глибини розпушення задньою стійкою h_3 і співвідношення b_1/b_2 (б)

Продуктивність екскаватора при роботі в комплексі з розпушувачем, оснащеним робочим органом з послідовним розташуванням зубів склала $163 \text{ м}^3/\text{год.}$, а при роботі в комплексі з розпушувачем традиційної конструкції $134 \text{ м}^3/\text{год.}$

За час експлуатації робочого органа з послідовним розташуванням зубів відмов в роботі не було. Наявність напівкруглого вікна усувала можливе заклинювання простору

між передньою і задньою стійками ґрунтом, розпушеним задньою стійкою. Процес розпушення характеризувався стійким рухом базового трактора, що суттєво знижувало динамічні навантаження на елементи підвіски і базову машину, сприяло збільшенню їх термінів експлуатації. Експлуатаційна продуктивність підвищилася на 22...24%. Матеріаломісткість процесу розпушення менша у порівнянні з традиційною на 21...33%; енергоємність менша на 20...24%.

Основні результати випробувань робочих органів розпушувачів традиційної і нової конструкції приведені в табл. 20.2.

Таблиця 20.2

Результати порівняльних випробувань розпушувачів з траєкторно-послідовним зміщенням зубів і традиційними робочими органами

Параметри	Тип робочого органа	
	з двома стійками	з однією стійкою
1	2	3
Тип базового трактора	Т-130.1.Г-1	Т-130.1.Г-1
Потужність двигуна, кВт	118	118
Максимальне кінематичне заглиблення підвіски, м	0,55	0,55
Відстань між стійками, м		
по вертикалі	0,20	
по горизонталі	0,44	
Ширина наконечника, мм	0,75	0,75
Кут розпушення, град:		
передньої стійки	35	45
задньої	45	
Габаритні розміри (з базовим трактором), мм	6820x3280x3100	6500x3280x3100

Продовження табл. 20.2

1	2	3
Маса, кг	17910	17820
Продуктивність, м ³ /год.:		
при розпушенні	375	255
при розпушенні і прибиранні зруйнованого ґрунту	94	72
Середня глибина розпушення, м	0,18...0,50	0,32...0,35
Максимальна глибина розпушення, м	0,55	0,40
Швидкість розпушення, км/год.	3,2	2,6

Визначення основних параметрів розпушувача з послідовним розташуванням розпушуючих зубів приведеного нижче.

Ефект по зниженню опору ґрунту копанню розпушувачем з послідовним розташуванням зубів обумовлений збільшенням глибини розпушення і площі руйнування. Максимальну глибину розпушення визначають виразом (див. рис.20.32)

$$H_{\max \text{ дов.}} = k_c k_F k_B H_{\max \text{ тр.}} \approx (1,035 \dots 1,41) H_{\max \text{ тр.}}, \quad (20.28)$$

де: $k_c = P_{\text{тр}} / P_{\text{дов}} = 1,15 \dots 1,18$ - експериментальний коефіцієнт, що показує ступінь зниження опору ґрунту розпушенню з послідовним розташуванням зубів; $k_F = F_{\text{дов}} / F_{\text{тр}} = 0,9 \dots 1,2$ - експериментальний коефіцієнт, що показує ступінь зміни площі руйнування ґрунту розпушувачем з послідовним розташуванням зубів; $k_B = b_{\text{тр}} / b_{\text{дов}} = b_1 / b_2 = 1,2 \dots 1$ - коефіцієнт зміни ширини заднього зуба. Менші значення коефіцієнтів відповідають більш міцним ґрунтам, більші - менш міцним.

Основні параметри розпушувачів з двома послідовно розташованими розпушуючими зубами приведені нижче.

Кут, град: розпушення переднього (заднього) зуба $\delta_1 = \delta_2 = 40^\circ$, загострення

переднього (заднього) зуба $\varphi_1 = \varphi_2 = 35^\circ$, задній кут переднього (заднього) зуба $\alpha_1 = \alpha_2 = 5^\circ$; глибина розпушення, м: максимальна $H_{\max\delta\epsilon} \approx 0,35 + 0,00144T$, переднім зубом $h_1 \approx 0,5H_{\max}$, заднім зубом $h_2 \approx 0,5H_{\max}$; товщина зубів, м $b \approx \frac{H_{\max}}{10} = (0,02 \dots 0,0006)T$; відстань між зубами, м $L \approx \frac{h_2}{\tan \varphi}$; маса розпушувача, м $G \approx k_2 T \approx (0,00673 \dots 0,0028)T$; радіус напівкруглого вікна, м $R \approx 0,5H_{\max}$; число ступенів розпушувача $n_{cm} \approx \frac{H_{\max}}{(2,5 \dots 4)b}$. В залежності від тягового класу базового трактора $H_{\max\delta\epsilon} \approx (0,35 + 0,00144)T$, де T - тягове зусилля базового трактора, кН.

На підставі запропонованих залежностей визначені основні розміри розпушувача з по-слідовним розташуванням зубів.

На кафедрі будівельних і дорожніх машин Придніпровської державної академії будівництва та архітектури були досліджені шляхи удосконалення навісок і робочих органів розпушувачів. У результаті цих досліджень сформовані високоефективні робочі органи як традиційної форми (рис. 20.33, а, б, і, к), так і з тракторно-последовним розташуванням розпушуваних зубів (рис. 20.33, в, г, д, е, ж, з, л, м).

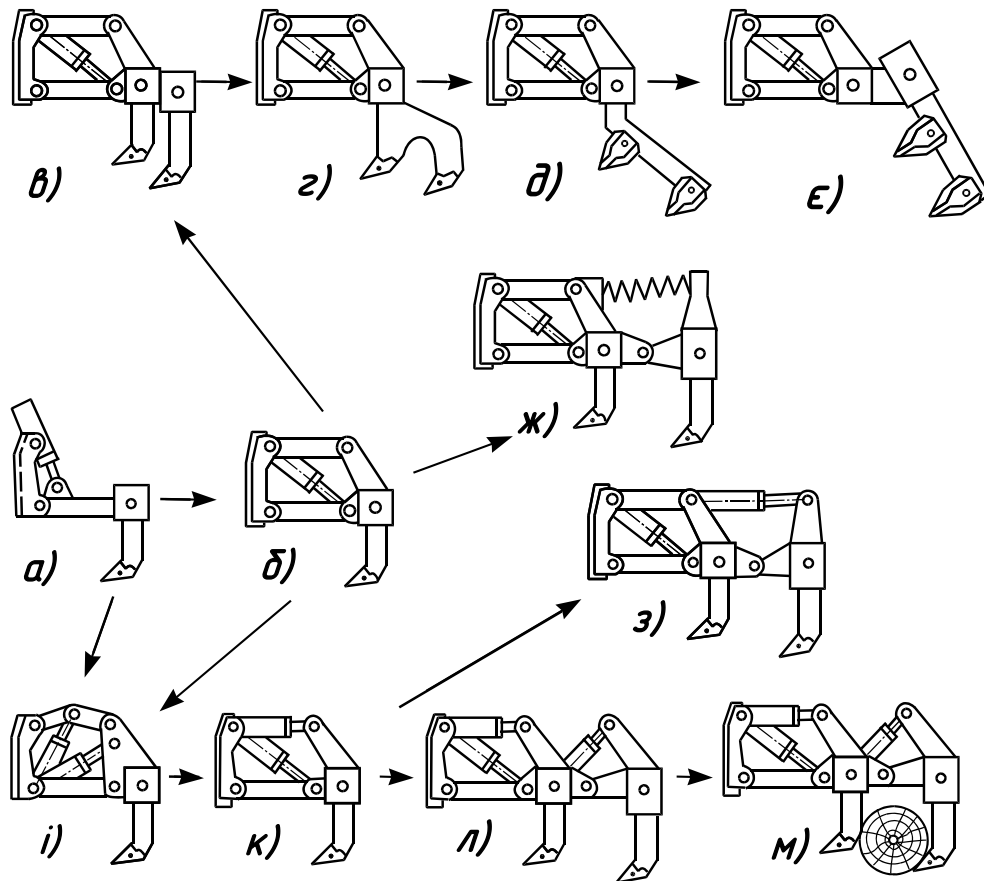


Рис. 20.33. Схема удосконалення навісок і робочих органів розпушувачів: а - з триланковою підвіскою; б - з паралелограмною підвіскою; в - двоярусні; г - двоярусні одностоякові; д, е - двоярусні з нахиленою вперед несучою рамою; ж - двоярусні з підпружиненою задньою стійкою; з, л, м - двоярусні з керованою задньою стійкою; і - з шарнірною верхньою тягою; к - з гідротелескопічною верхньою тягою

Контрольні питання

1. Класифікація розпушувачів.
2. Конструктивні схеми навісок розпушувачів.

3. Конструкція робочого обладнання розпушувачів статичної дії.
4. Конструкція фрезерних ґрунторізних машин.
5. Розпушувачі динамічної дії.
6. Технологічні схеми роботи розпушувачів.
7. Продуктивність розпушувачів.
8. Вибір і розрахунок основних параметрів розпушувального обладнання.
9. Визначення зусиль у ланках навісок розпушувального обладнання.
10. Шляхи вдосконалення розпушувачів.
11. Конструкція, параметри і ефективність розпушувачів з траєкторно-послідовним зміщенням зубів.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

21. ОДНОКІВШЕВІ НАВАНТАЖУВАЧІ ДЛЯ ҐРУНТУ

21.1. Загальні відомості. Визначення, призначення і класифікація

Одноківшевими навантажувачами називають самохідні підйомно-транспортні машини у яких основним робочим органом служить ківш, встановлений на кінці підйомної стріли. Зачерпують насипний вантаж ковшем, опущеним вниз, при русі навантажувача вперед у напрямку штабеля. Розвантажують навантажувач після переміщення його до транспортного засобу, що завантажується і підйому ковша вгору.

Одноківшеві навантажувачі в основному призначені для навантаження на транспортні засоби (автомобілі-самоскиди і піввагони) сипучих і кускових вантажів і насамперед заповнювачів (піску, гравію, щебеню), а також ґрунту, будівельного сміття, кам'яного вугілля, коксу та ін.

При установці спеціальних ковшів (на навантажувачах вантажопідйомністю понад 1,5 т) їх також застосовують для перевантаження гірських порід, розробки і навантаження гравійно-піщаних матеріалів у кар'єрах, а при великих вантажопідйомностях - і материкових ґрунтів I - II категорії.

Коли замість ковша встановлюють різне змінне обладнання, навантажувачі виконують ряд допоміжних робіт: монтажних, зачисних, планувальних, снігоприбиральних та ін.

Одноківшеві навантажувачі можна класифікувати за наступними основними ознаками.

За вантажопідйомністю навантажувачі розділяють на чотири класи: легкі (вантажопідйомністю 0,5-2 т), середні (2 - 4 т), важкі (4 - 10 т) та великовантажні (понад 10 т). Невеликі навантажувачі (вантажопідйомністю до 0,5 т) відносять іноді до малогабаритних.

За видом базового шасі навантажувачі виготовляють на спеціальному шасі або тракторах і тягачах.

За видом ходового обладнання вони бувають на колісному або гусеничному ходах.

За напрямком розвантажування ковша щодо сторони розроблювального штабеля навантажувачі бувають з переднім (фронтальні навантажувачі), бічним (напівповоротні навантажувачі) і заднім (перекидні) розвантажуванням.

За видом застосовуваного обладнання навантажувачі розділяють на універсальні і спеціалізовані; у першому випадку крім ковша застосовують змінне обладнання інших видів; у другому випадку замість ковша застосовують обладнання визначеного виду.

Навантажувачі, призначені для перевантаження ковшем будівельних насипних вантажів, відносять до будівельних.

Одноківшеві навантажувачі є машинами періодичної дії; наповнення ковша насипним вантажем, переміщення навантажувача з вантажем і без вантажу, а також розвантаження ковша виконують роздільно.

У світовій практиці найбільш поширені фронтальні навантажувачі на спеціальному шасі. Вони відрізняються найбільшою простотою конструкції, універсальністю застосування змінного обладнання, уніфікацією конструктивного виконання незалежно від типорозміру машини, зменшеною трудомісткістю виготовлення та ін. До недоліків їх відноситься обов'язковий поворот навантажувача з ковшем для завантаження транспортного засобу.

Основним навантажувальним обладнанням навантажувача є ківш. У навантажувачів вантажопідйомністю понад 1...1,5 т застосовують три однакових за формою, але різних за об'ємом ковші для зачерпування насипних вантажів: легких (з об'ємною масою до 1,4 т/м³), середніх (1,5...1,8 т/м³) і важких (1,9...2,5 т/м³). Основним є ківш для зачерпування середніх за щільністю насипних вантажів.

Для того, щоб розширити область застосування навантажувачів у залежності від їхнього типорозміру і виду ходового обладнання, замість основних ковшів застосовують змінне об-ладнання. За призначенням його можна розділити на чотири основні групи:



Національний університет
водного господарства
та природокористування

землерийно-навантажувальне, вантажопідйомне, снігоприбиральне і допоміжне. Навантажувачі з таким обладнанням не замінюють спеціалізовані машини, а дозволяють механізувати різні роботи, коли при малих обсягах їхнє застосування спеціалізованих машин складне і нерентабельне.

Землерийно-навантажувальне обладнання (рис. 21.1, *а*) складається з основного ковша 1, збільшеного або зменшеного ковшів 2 із зубами (для важких матеріалів і екскавації ґрунтів I і II категорії), кістякового ковша 4 (для зачерпування гірських порід), двочелюстного ковша 3, ковша 5 з бічним розвантаженням, ковша 6 зі збільшеною висотою розвантаження, ковша 7 із примусовим розвантаженням (для завантаження високих транспортних засобів і бункерів). Крім того, до цього обладнання відносять бульдозерний відвал 8, обладнання 9 зворотної лопати екскаватора, грейфер 10.

Вантажопідйомне обладнання (рис. 21.1, *б*) складається з вантажних вил 11, кранової безблокової стріли 12, щелепного захвату 13 для лісоматеріалів, монтажно-поворотного захвату 14 для установки стовпів і паль, вил 15 для гною і силосу. Снігоприбиральне обладнання (рис. 21.1, *в*) складається з плужного 16 і шнекороторного (з автономним двигуном внутрішнього згоряння) 17 снігоочисників. Допоміжне обладнання (рис. 21.1, *г*) складається з кушоріза 18, корчувача 19, бункера-дозувальника 20 і асфальторуйнівника 21.

Монтаж змінного обладнання на навантажувач вимагає не більше 10-30 хв.

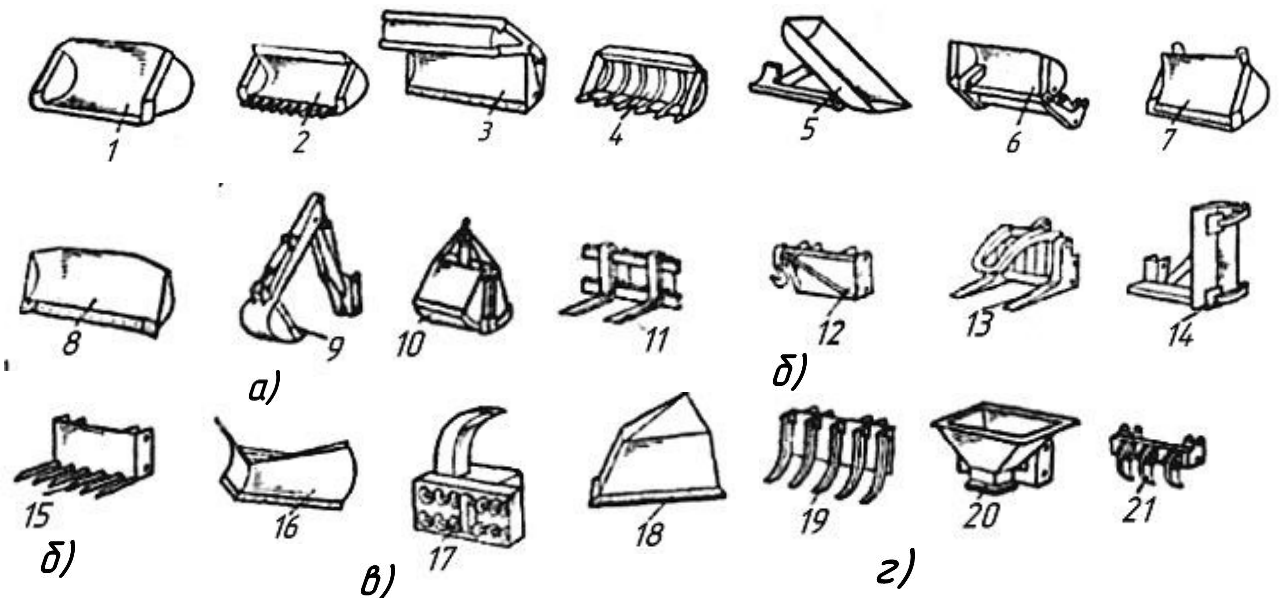


Рис. 21.1. Види змінного робочого обладнання навантажувачів:

а - землерийно-навантажувальне (1...10); *б* - вантажопідйомне (11...15); *в* - снігоприбиральне (16...17); *г* - допоміжне (18...21); 1 - основний ківш; 2 - зменшений ківш із зубами; 3 - двочелюстний ківш; 4 - кістяковий ківш; 5 - ківш з бічним розвантаженням; 6 - ківш із збільшеною висотою розвантаження; 7 - ківш із примусовим розвантаженням; 8 - бульдозерний відвал; 9 - обладнання зворотної лопати екскаватора; 10 - грейферне обладнання; 11 - вантажні вила; 12 - кранова безблокова стріла; 13 - щелепний захват; 14 - монтажно-поворотний захват; 15 - сільськогосподарські вила; 16 - плужне снігоприбиральне обладнання; 17 - шнекороторне прибиральне обладнання; 18 - обладнання кушоріза; 19 - корчувальне обладнання; 20 - бункер-дозувальник; 21 - асфальторуйнівне обладнання

Крім перерахованого, на навантажувач з переду, ззаду і збоку можна встановлювати обладнання зі своїми механізмами керування, що звичайно називають знімним. До нього відносять бульдозерне - неповоротне й універсальне, розпушуюче, екскаваційне,

лебідочне, кранове, трубоукладочне, ровокопальне і ін. Для агрегування і керування змінним навісним обладнанням на навантажувачі звичайно передбачені спеціальні прив'язочні місця і виходи гідросистем. Найбільш розповсюдженими видами змінного навісного обладнання є розпушувач і лебідка, які встановлюються ззаду навантажувача.

Основною областю застосування одноківшевих навантажувачів є будівництво, де використовують до 70% машин. Приблизно 15% навантажувачів зайняті у гірничодобувній промисловості, іншу частину застосовують на залізничному транспорті, у лісовій промисловості, сільському господарстві та інших галузях народного господарства.

У залежності від застосування змінного обладнання перерахованих груп і видів за допомогою одноківшевих навантажувачів виконують великий комплекс робіт (табл. 21.1).

Таблиця 21.1

Виконувані роботи і застосовуване змінне обладнання

Виконувані роботи, група обладнання	Обладнання
Навантажувальні роботи	
Навантаження у транспортні засоби, переміщення на відстань і штабелювання гравійно – піщаних вантажів: середніх з об'ємною масою $1,6 \text{ т/м}^2$ важких з об'ємною масою до $2,2 \text{ т/м}^3$ легких з об'ємною масою до $1,4 \text{ т/м}^3$ Переміщення бетонної суміші і розчинів	Ковші: основний двощелепний (із дрібних штабелів), бічним розвантаженням (для гусеничних навантажувачів), із примусовим розвантаженням і збільшеною висотою розвантаження Зменшений і кістяковий ківш Збільшений ківш Ковші бункер-дозувальники
Земляні роботи	
Землерийно-навантажувальне обладнання. Пошарова розробка і відсіпання ґрунтів I...II категорії Риття траншей, котлованів і каналів зрошувальних систем	Ковші: основний, зменшений із зубами, двощелепний, із примусовим розвантаженням бульдозерний відвал; екскаваторне обладнання (зворотна лопата) і грейфер.
Відгортання дамб, котлованів ґрунту і порожньої породи Зворотне засипання ґрунту в котловани, траншеї, пазухи фундаментів Планувальні роботи і обробка поверхні	Ковші різного обсягу, двощелепний, із примусовим розвантаженням; бульдозерний відвал Те ж
Монтажно-демонтажні роботи	
Вантажопідйомне обладнання Будівництво малоповерхових будинків, тваринницьких комплексів і укладання фундаментів Монтаж перекриттів Установка і розбирання технологічного обладнання	Вантажопідйомний гак, вили, щелепний захоплювач

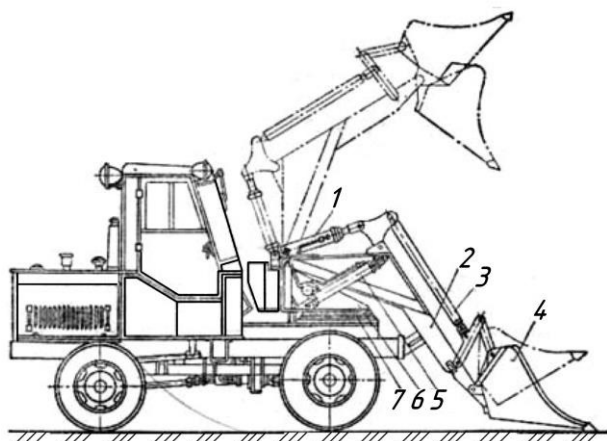
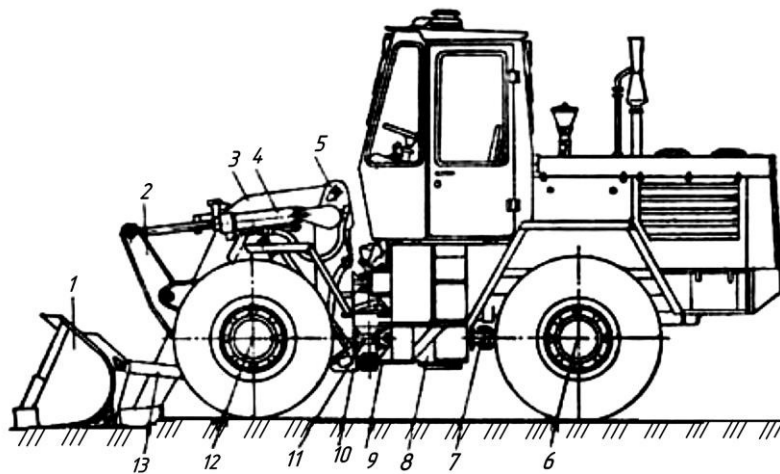


Рис. 21.2. Одноківшевий напівповоротний навантажувач: 1 - циліндр повороту ковша; 2 - стріла; 3 - тяга важільного механізму; 4 - ківш; 5- циліндр підйому стріли; 6 - поворотна колонка; 7 - поворотний круг

За напрямком розвантаження може бути переднє, бічне і заднє. При цьому навантажувальне обладнання буває напівповоротне, комбіноване, перекидне і фронтальне. Для напівповоротного обладнання характерне бічне розвантаження ковша; комбіноване обладнання дозволяє робити переднє, заднє розвантаження, перекидне - тільки заднє; при найбільш розповсюдженому фронтальному обладнанні можливе розвантаження ковша тільки з боку розробки матеріалу (рис. 21.2, 21.3).

Тип ходової частини навантажувачів - гусеничний або пневмоколісний. Для великовантажних машин, що працюють на навантаженні висадженої скельної породи, застосовуються пневмогусеничні колеса, що об'єднують у собі переваги колісного і гусеничного рушія (пневматичне колесо з металевим гусеничним протектором).

Навантажувачі випускаються на спеціальних шасі і тягачах, а також на спеціальних модифікаціях промислових тракторів, що повинні задовольняти вимогам роботи з навантажувальним обладнанням.



a)

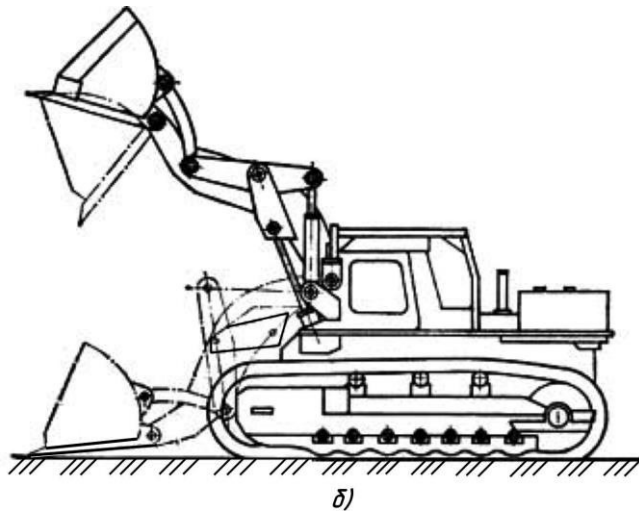


Рис. 21.3. Одноківшеві фронтальні навантажувачі:

а - із шарнірно-з'єднаною рамою на базі пневмоколісних тракторів; б - на базі гусеничних тракторів; 1 - ківш; 2 - коромисло підйомного механізму; 3 - стріла; 4 - циліндр повороту ковша; 5 - портал; 6 - задній міст; 7, 11 - задній і передній карданні вали; 8 - роздавальна коробка; 9, 10 - вушка вертикального шарніра шасі; 12 - передній міст; 13 - тяга підйомного механізму

21.2. Конструкції навантажувачів

До напівповоротного відносять одноківшеві навантажувачі, у яких навантажувальне обладнання може розвантажуватися у транспортний засіб, встановлений збоку. Розвантажуються обладнання не шляхом маневрування навантажувача на робочій площадці, а шляхом повороту в плані на 90° у обидва боки спеціальної платформи, на якій встановлене обладнання навантажувача. У результаті значно скорочуються розміри робочого майданчика і цикл роботи навантажувача. Такі навантажувачі мають невелику вантажопідйомність (0,75...2 т), ківш обсягом відповідно (0,35...1,2) м^3 , потужність двигуна до 180 к. с.

Напівповоротні навантажувачі випускають у двох основних варіантах: одноківшевому і грейферному. У першому варіанті стрілу навантажувача обладнують основним ковшем і робота здійснюється за принципом одноківшевої машини. У другому варіанті основним обладнанням є гідравлічний грейфер. Грейфер складається з двох щелеп, закріплених на траверсі і шарнірно зв'язаних з чотирма тягами, що прикріплені до основи гідроциліндра грейфера. Шток гідроциліндра з'єднаний з вушком траверси. Щелепи зварені з листа з підсилювальними накладками на різючих крайках із зубами. Грейфер підвішують до гуська навантажувача на серзі, для обмеження хитань його встановлюють ланцюг.

Напівповоротні навантажувачі обох варіантів мають змінне обладнання: гак, щелепні захоплювачі, вили, бульдозерний відвал, екскаваторне обладнання та ін.

Для того щоб запобігти поломок стріли, а також щоб уникнути надлишкового тиску в циліндрі при підйомі стріли перед врізанням ковша у штабель насипного вантажу, кінець стріли впирають у раму шасі.

У напівповоротних навантажувачах застосовують механічну і гідромеханічну трансмісії.

Навантажувачі на гусеничних тракторах. Як базову машину для пристрою навантажувача використовують трактори з еластично-балансовою ходовою частиною і з твердими багатоопорними гусеницями. Останні застосовують на більш потужних тракторах. Розрізняють фронтальні і перекидні гусеничні навантажувачі.

Для агрегування з фронтальним навантажувачем застосовують навантажувальні модифікації гусеничних тракторів. У трактора збільшують ширину колії, щоб були зазори

для розміщення лонжеронів стріли між ланками гусениць і рамою трактора. У зв'язку з цим подовжують півосі і маточини ведучих зірочок, а також встановлюють спеціальні вставки між рамами і розкосами гусеничних візків.

Для того щоб збільшити поздовжню стійкість навантажувача, гусениці у трактора по-довжують; попереду встановлюють додаткові ковзні опори. Замість балансирної ресори встановлюють поперечну балку, на яку спирається рама трактора.

Навантажувач одноківшевий будівельний на базі трактора тягового класу 60 кН (рис. 21.4) є універсальною підйомно-транспортною машиною і призначений для навантаження різних сипучих і дрібнокускових матеріалів у транспортні засоби або бункери, для планування площадок, для переміщення ґрунту, щебеню, гравію, піску та інших дорожньо-будівельних матеріалів на невеликі відстані і вивантаження їх у відвал або транспортні засоби. Навантажувач виконує земляні роботи на ґрунтах до III категорії. Наявність розрихлювача дозволяє використовувати навантажувач для розпушення ґрунтів III і IV категорій, розробки під-мерзлих насипних ґрунтів, сипучих і кускових матеріалів. Навантажувач використовується у дорожньому, іригаційному і транспортному будівництві у районах з помірним кліматом.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

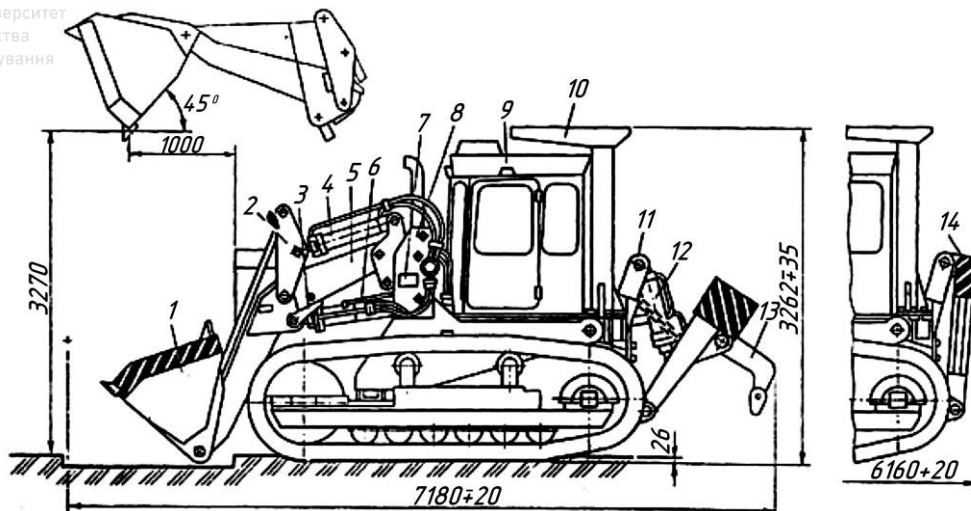


Рис. 21.4. Загальний вигляд будівельного гусеничного навантажувача:

1 - ківш; 2 - механізм вирівнювання; 3 - стійка; 4 - гідроциліндр повороту; 5 - стріла; 6 - гідроциліндр підйому; 7 - пластина; 8 - портал; 9 - трактор; 10 - захист кабіни; 11 - опорна рама; 12 - гідроциліндр розпушувача; 13 - розпушувач; 14 - контрвантаж

До складу навантажувача (див. рис. 21.4) входять наступні основні складальні одиниці: портал, стріла, ківш (основний), механізм вирівнювання, стійка, захист кабіни, опорна рама, розпушувач, контрвантаж, гідросистема (гідрообладнання начіпного робочого обладнання). Базовою машиною є трактор тягового класу 60 кН з доробкою деяких складальних одиниць, які не торкаються конструктивної сутності.

Навантажувальне обладнання встановлене у передній частині, розпушувальне - ззаду.

Напівжорстка підвіска кістяка трактора дозволяє копіювати нерівності при русі.

Фронтальні навантажувачі на спеціальному шасі. Для ознайомлення з принциповою будовою одноківшевого навантажувача візьмемо за основу конструкцію навантажувача на спеціальному шасі (рис. 21.5).

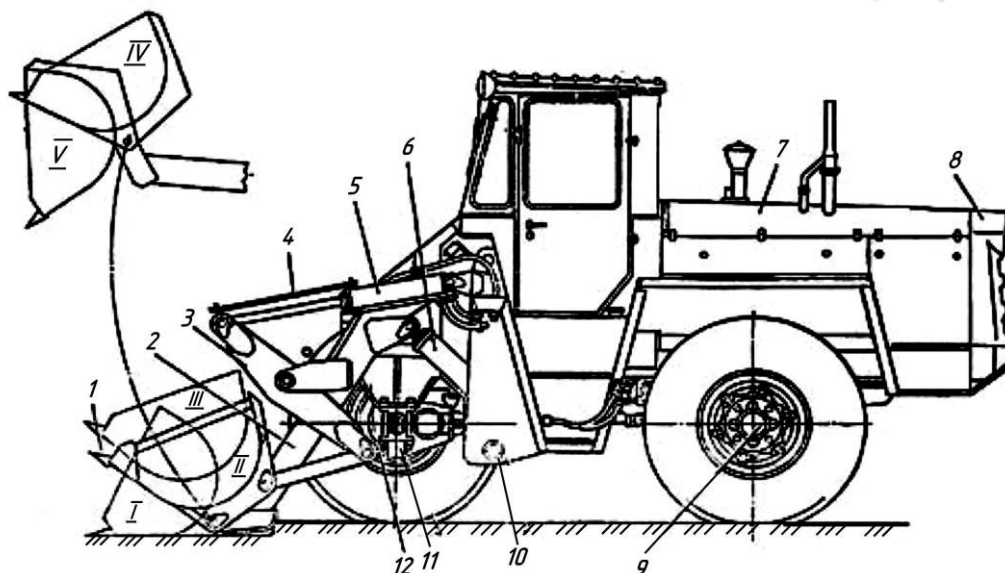


Рис. 21.5. Фронтальний навантажувач на спеціальному шасі:
 1 - ківш; 2 - стріла; 3 - важільно-підйомний механізм; 4 - показник розміщення робочого органа; 5, 6 - гідроциліндри повороту і підйому ковша; 7 - силова установка; 8 - противага; 9, 11 - задній і передні мости; 10 - портал; 12 - рама

На рамі 12 навантажувача встановлена зварена конструкція П-подібної форми, яка називається порталом 10. Він служить опорою для стріли 2 і для корпусів двох гідроциліндрів 5 і 6, які застосовуються для повороту ковша 1 і підйому стріли. Ківш шарнірно встановлений на кінці стріли. Стріла і ківш мають кутове переміщення у вертикальній площині під дією зазначених циліндрів; штоки циліндрів 6 шарнірно зв'язані безпосередньо зі стрілою, а штоки циліндрів 5 - з ковшем через підйомну систему 3. Стрілу 2 з ковшем, підйомним механізмом і циліндрами відносять до начіпного навантажувального обладнання навантажувача. Про положення робочого органа судять за показником 4.

Слід зазначити, що з більшості кінематичних схем підйомного механізму, які застосовуються у світовій практиці для підйому стріли і повороту ковша, найбільш оптимальною є схема перехресного типу. Вона забезпечує кращі техніко-експлуатаційні показники, тому прийнята для більшості вітчизняних навантажувачів. У результаті застосування важеля першого роду з опорою на стрілі забезпечуються найбільші зусилля на початку повороту ковша у штабелі насипного вантажу. Підйом стріли і поворот ковша під навантаженням відбуваються при роботі гідроциліндрів поршневыми порожнинами.

Кінематика руху стріли і ковша, а також принцип роботи фронтального навантажувача зводиться до наступного. Перед початком зачерпування насипного вантажу зі штабеля стрілу з ковшем опускають вниз (положення 1 ковша), потім при русі навантажувача вперед ківш вривається у насипний матеріал, зачерпують його, закидаючи ківш назад (положення II). Коли ці операції виконують роздільно, то такий спосіб зачерпування називають роздільним; якщо з рухом навантажувача вперед одночасно закидається і ківш, то такий спосіб зачерпування називають сполученим. На час транспортного положення навантажувача стрілу з ковшем піднімають на 200 - 300 мм від рівня землі (положення III). Для завантаження транспортного засобу стрілу з ковшем піднімають на необхідну висоту (до положення IV), а потім ківш на стрілі повертають для розвантаження (положення V).

Далі ківш на стрілі повертають у положення IV, стрілу з ковшем опускають до положення III, а після зворотного руху навантажувача стрілу з ковшем опускають у положення II, ківш повертають у положення 1 і цикл роботи повторюється.

Для привода навантажувачів застосовують дизельний двигун 7, який встановлюють позаду. При такому розташуванні двигуна його маса використовується як противага, а також спрощується установка трансмісії для привода коліс і оглядовість.

Як правило, для всіх фронтальних навантажувачів на спеціальному шасі застосовують гідродинамічну трансмісію для привода мостів 9 і 11. Двигун обертає насосне колесо трансформатора через механічну коробку передач, роздавальну коробку і карданні вали приводять ведучі мости. Конструктивно трансмісія може бути виконана моноблоковою або агрегатно-блоковою. У першому випадку гідротрансформатор, коробка передач і роздавальна коробка об'єднані в один блок, а в другому - основні вузли можуть бути виконані роздільно, наприклад гідротрансформатор, коробка передач з роздавальними коробками. Передача руху між механізмами відбувається через карданні вали. Першу схему застосовують на порівняно невеликих навантажувачах, коли недостатньо місця для розміщення трансмісії.

Коробки передач можуть бути валовими (з постійним вимиканням шестерень) або планетарними з переключенням передач у валових коробках змішаним способом (гідрооб'ємним і ручним) і в планетарних - тільки гідрооб'ємним. Найбільш поширені дво- і чотиридіапазонні коробки передач (із загальним переключенням передач на транспортні і робочі швидкості пересування).

Робочі швидкості пересування навантажувачів вибирають рівними від 0 до 8...12 км/год.; транспортна швидкість руху непередесореної ходової частини складає 25...50 км/год. Робочі швидкості заднього ходу звичайно на 10...25% вище швидкостей руху вперед. Як правило, навантажувачі мають обидва ведучі мости (застосовується колісна схема 4x4), щоб одержати найбільшу силу тяги по зчепленню, причому задній міст може вимикатися на час перегонів. Мости закріплюють на рамах шасі жорстко (без ресор) за допомогою стремянок або болтів з розвантаженням їх штифтами від зрізу. Мости найчастіше мають вбудоване, автоматично діюче блокування диференціала для забезпечення

необхідної сили тяги при врізанні ковша. Для збільшення сили тяги навантажувача у трансмісію після головної передачі у колеса мостів вмонтовують редуктори планетарного типу, від чого збільшується передаточне відношення.

Найбільш широко застосовують конструкції навантажувачів двох типів: жорсткої і шарнірно -

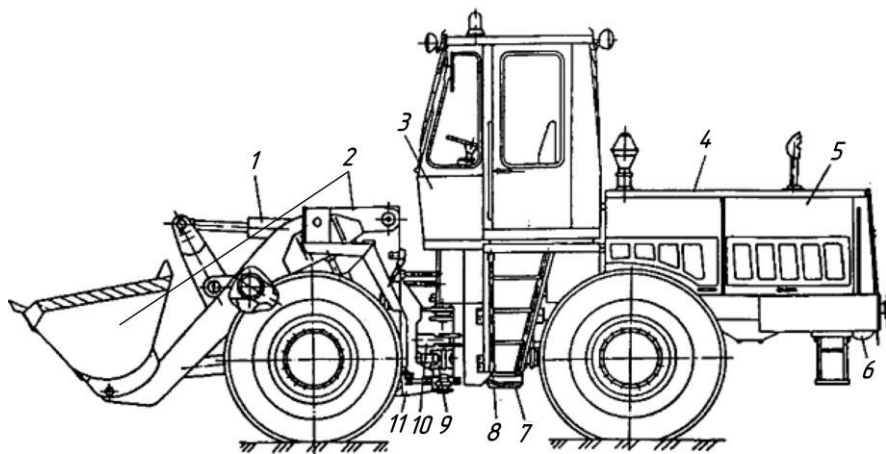


Рис. 21.6. Загальний вигляд фронтального навантажувача:

1 - гідросистема навантажувального обладнання; 2 - навантажувальне обладнання; 3 - кабіна; 4 - капот; 5 - силова установка; 6 - пневмосистема; 7 - установка гідромеханічної передачі і стоянкового гальма; 8 - гідросистема коробки передач; 9 - карданний вал; 10 - гідросистема рульового керування; 11 - рама

зчленованої рами. На рис. 21.6 показаний загальний вигляд фронтального навантажувача з шарнірно - з'єднаною рамою.

Фронтальні навантажувачі з бортовим поворотом коліс. Принципова конструкція спеціального шасі у них зовсім відмінна від описаних вище. Ці навантажувачі мають всі керовані колеса, за допомогою яких забезпечується бортовий поворот навантажувача

навколо центра ваги (рис. 21.7). Такі навантажувачі застосовують для виконання різноманітних і малих за обсягом робіт у звичайних умовах.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

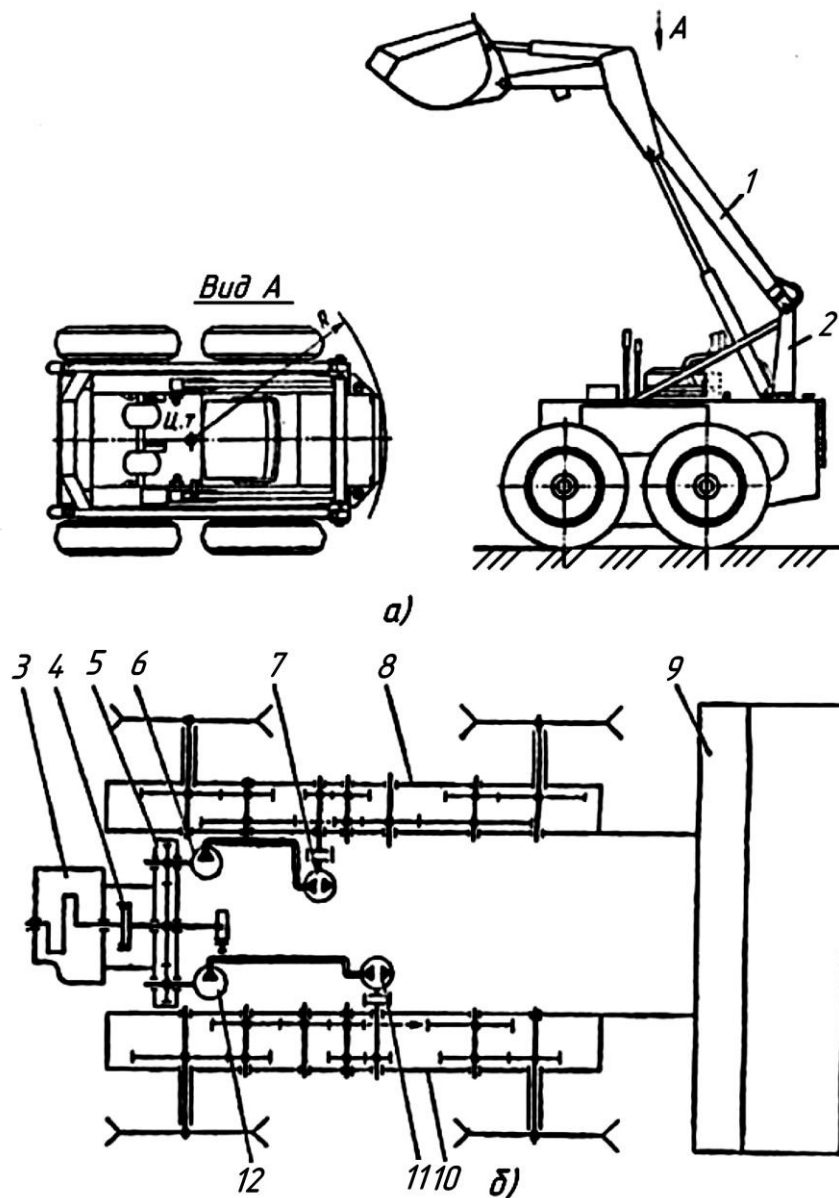


Рис. 21.7. Фронтальний навантажувач з бортовим поворотом:
а - загальний вигляд; б - кінематична схема; 1 - стріла; 2 - стійка; 3 - двигун;
4 - муфта; 5 - редуктор; 6, 12 - гідронасоси; 7, 11 - гідродвигуни; 8, 10 -
бортові редуктори; 9 - робочий орган

При малих розмірах навантажувача по висоті вісь стріли 1 (рис. 21.7. а) розташована на стійці 2. Сидіння розміщене між лонжеронами стріли.

Для пересування навантажувача застосований об'ємний гідропривод. Ліві і праві колеса попарно приводяться від двох окремих гідромоторів 7 (рис. 21.7 б) і 11 через бортові редуктори 8 і 10. Гідромотори (регульовані, аксіальні, роторно-поршневого типу) працюють під дією масла, яке подається під тиском насосами 6 і 12 (шестеренними або аксіальнопоршневого типу). Для привода насосів встановлений двигун. Крутний момент, від нього до насосів передається через відцентрову муфту 4 і розподільний редуктор 5. Відцентрова муфта складається з диска, закріпленого на валі двигуна і двох напівкруглих колодок з наклепаними на них фрикційними накладками. Колодки шарнірно встановлені на диску і стискаються двома пружинами. Після пуску двигуна 3, коли частота обертання його колінчастого вала буде відповідати номінальним обертам, колодки у відцентрової муфти заклиняться у ободі, посадженому на вхідному валі редуктора і насоси будуть

працювати. Крім цих двох насосів встановлюють також насос для гідропривода навантажувального обладнання 9 (ковша) (гідропривод на рисунку не показаний). Праві і ліві колеса можуть обертатися в одну сторону, - вперед та назад, або одна сторона їх може бути зупинена (для повороту навантажувача біля середини бази по колії коліс), або обертатися у різні сторони (для повороту навантажувача на місці біля центра його ваги).

Навантажувачі на колісних тракторах. Одноківшеві навантажувачі, що випускаються на колісних тракторах, мають знімне або постійно встановлене навантажувальне обладнання. У першому випадку трактор можна використовувати не тільки для пристрою на ньому навантажувача, але і за своїм прямим призначенням; у другому випадку трактор використовують як постійну базову машину навантажувача. Таким чином, для першого випадку потрібне створення навісного обладнання у вигляді швидкоз'ємного блока.

Навантажувачі з швидкоз'ємним обладнанням. Зразком такої конструкції може

служити навантажувач типу (рис.21.8) вантажопідйомністю 0,5 т з ковшем обсягом 0,28 м³.

Знімне навантажувальне обладнання змонтоване на загальній рамі 10. Знімне обладнання (ківш 1, стріла 2 з підйомним механізмом 3, гідроциліндрами 4 повороту ковша і 5 стріли в зібраному виді) встановлюють на майданчику, спираючи його на ківш

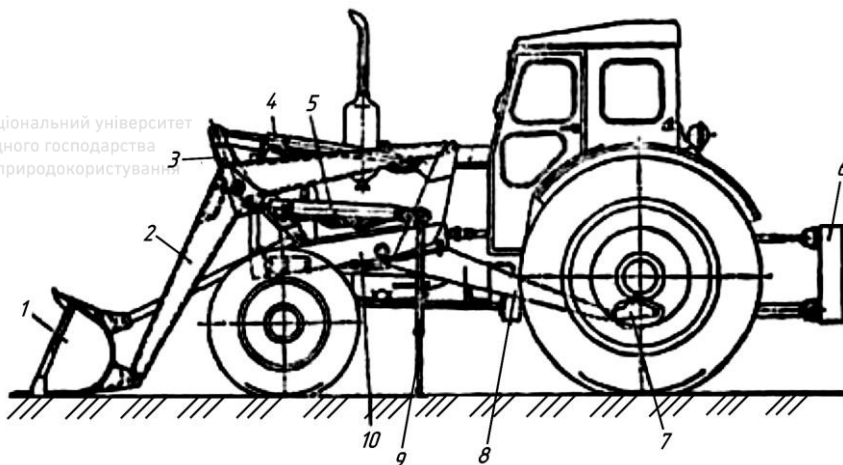


Рис. 21.8. Навантажувач з швидкоз'ємним обладнанням на колісному тракторі:

1 - ківш; 2 - стріла; 3 - механізм підйому; 4, 5 - гідроциліндри повороту і підйому; 6 - противага; 7 - опорні кронштейни; 8 - опорні балки; 9 - опорні стійки; 10 - рама

і дві складні опори-стійки 9. Для навішування трактор пересувають своїм ходом, щоб передній шкворінь рами ввійшов у підрамник трактора. Після цього раму зв'язують з опорними балками 8, які через опорні кронштейни 7 кріплять болтами до рами трактора; потім навішують противагу 6.

Демонтують обладнання з трактора у зворотному порядку.

Навантажувачі з постійно встановленим обладнанням. Зразком може служити конструкція навантажувача) вантажопідйомністю 4 т з основним ковшем об'ємом 2 м³, що створений на базі колісного трактора класу 6.0 із шарнірно з'єднаною рамою (рис. 21.9).

Трактор має реверсивне керування, тому може з однаковою швидкістю рухатися вперед та назад.

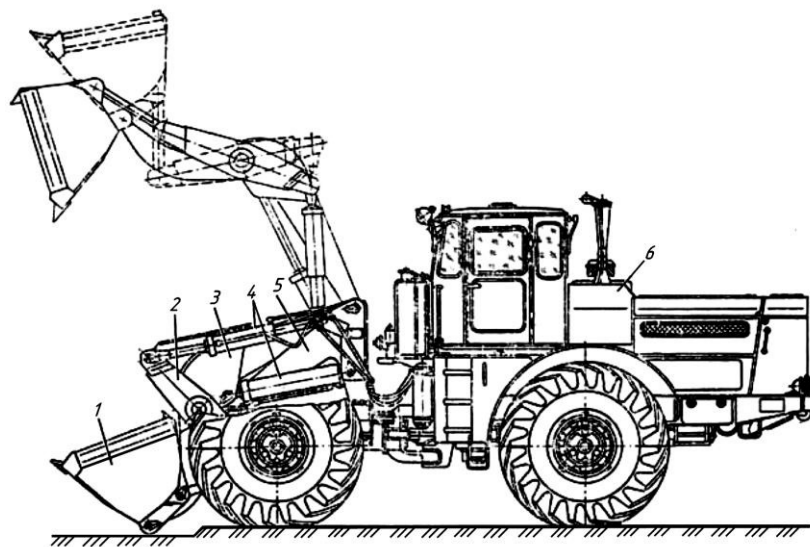


Рис. 21.9. Фронтальний навантажувач на шасі колісного трактора: 1- ківш; 2- підйомний механізм; 3-стріла; 4- гідроциліндри; 5- портал; 6- трактор

У навантажувачів із жорсткою рамою керованим є задній міст (рис. 21.10, а), що має балансиру підвіску. У цьому випадку поліпшуються умови для розміщення навантажувального обладнання над переднім мостом. Недоліком застосування заднього керованого моста є рух передніх і задніх коліс по різних коліях.

Передній керований міст (рис. 21.10, б) застосовують у навантажувачах, коли базовим шасі є колісний трактор загального або сільськогосподарського призначення. У цьому випадку збільшуються навантаження на керований міст, особливо у момент вивішування і ускладнюється конструкція навантажувального обладнання, що пропускається вище коліс у обхід простору, необхідного для їхнього повороту.

Навантажувачі з жорсткою рамою можуть бути з двома керуючими мостами (рис. 21.10, в), колеса яких можуть повертатися як у різні сторони, так і в одному напрямку. У першому випадку навантажувач може повертатися (див. рис. 21.2), у другому-рухатися вбік, дозволяючи досягти великої точності підходу до транспортного засобу і підвищити прохідність навантажувача у стиснутих умовах. У таких навантажувачів ведучі мости можуть бути уніфіковані, а навантажувальне обладнання розміщуватися вище або між поворотними колесами. Однак при цьому ускладнюється механізм рульового керування і навантажувачі з таким поворотом застосовуються рідко.

Середні і важкі навантажувачі випускають із шарнірно-з'єднаними рамами. Повертається навантажувач шляхом взаємного переміщення напіврам щодо вертикального шарніра, розташованого всередині або зі зсувом вперед щодо середини шасі (рис. 21.10, г). Кут повороту однієї напіврами щодо іншої беруть у межах $35...45^\circ$. Зі збільшенням кута повороту погіршується стійкість навантажувача.

Така конструкція одержує останнім часом найбільше поширення у результаті високих маневрових якостей навантажувача (значно скорочується радіус повороту), забезпечення точності до транспортних засобів, спрощенні і уніфікації до ведучих мостів, можливості створення конструктивно підібраних навантажувачів незалежно від типорозміру. Недоліками цього способу повороту є конструктивне ускладнення рами і зниження стійкості при найбільшому куті складання напіврам. Для поліпшення стійкості іноді використовують двошарнірно з'єднані рами (рис. 21.10, д).

Невеликі малогабаритні навантажувачі застосовують іноді з бортовим поворотом (рис. 21.10, є), що розвертаються по кривій при загальмованих колесах з однієї сторони обертаються у різні сторони. При такій системі повороту швидко зношуються шини.

На навантажувачах застосовують широкопрофільні і високої прохідності камерні і безкамерні шини. Останні застосовують для важких і великовантажних навантажувачів. Щоб зменшити швидкий знос шин при маневруванні на слизьких ґрунтах, для запобігання протектора шини іноді застосовують захисні ланцюги. Основні гальма барабанного або дискового типу з пневматичним керуванням розміщені у всіх колесах. Гальма барабанного типу бувають колодковими, як у автомобілів, або пневмокамерними (у важких і

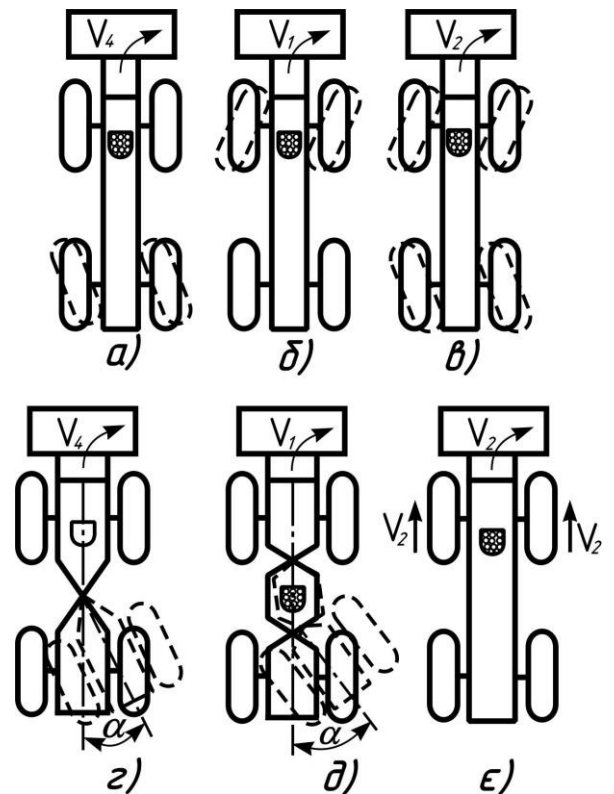


Рис. 21.10. Схеми повороту одноківшевих навантажувачів:
а - із заднім керованим мостом; б - з переднім керованим мостом; в - з двома керованими мостами; г - з одношарнірними з'єднаними рамами; д - з двошарнірно-з'єднаними рамами; є - з бортовим поворотом

великовантажних навантажувачів). Стоянкове гальмо застосовують барабанного типу. Його встановлюють на вихідному валі роздавальної коробки з боку моста, що не вимикається.

Найбільш прогресивною є гідро об'ємна трансмісія, тому що вона менш металоємна і забезпечує кращий ККД і тягові показники машини. У даний час об'ємний гідропривод застосовують у навантажувачах з потужністю двигуна до 100...130 к.с. Подальше застосування його стримується створенням насосів з більшою подачею і тиском. Рідше застосовують дизель-електричний привод для пересування навантажувача з мотор-колесами (виключаються мости, коробки передач і гідротрансформатори).

Привод робочого обладнання одноківшевих навантажувачів у основному здійснюється гідроциліндрами. За характером впливу гідроциліндрів на ківш механізми навантажувачів розділяють на безпідйомні і підйомні. Підйомні механізми, у свою чергу, можуть бути одноступінчастими і багатоступінчастими.

Найбільш розповсюдженим механізмом керування змінними ковшами (рис. 21.11) є одноступінчастий підйомний механізм із перехресною системою важелів і механічною системою спостереження (рис. 21.12).



Національний технічний університет України
Київський політехнічний інститут
Інститут гідроелектроенергетики та енергокористування

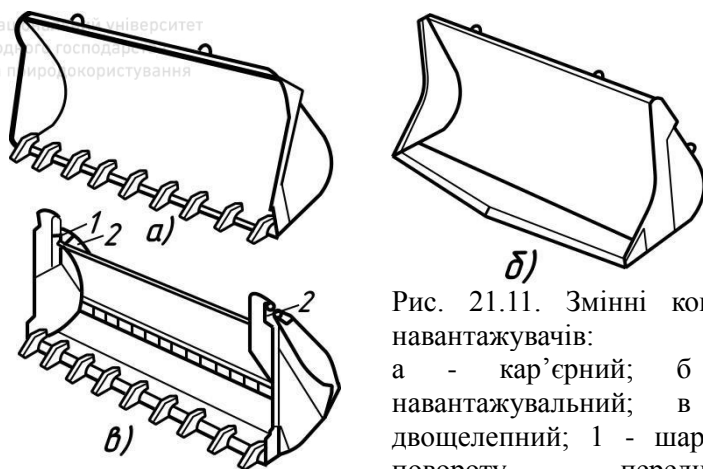


Рис. 21.11. Змінні ковші навантажувачів:

а - кар'єрний; б - навантажувальний; в - двощелепний; 1 - шарнір повороту передньої частини ковша; 2 - гідроциліндри повороту

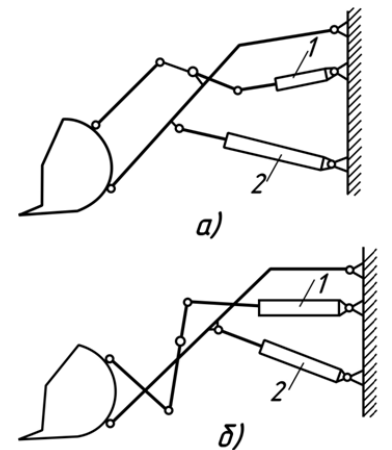


Рис. 21.12. Одноступінчастий підйомний механізм навантажувача із системами важелів:

а - прямий; б - перехресний; 1 - циліндр повороту; 2 - циліндр

Поворот ковша щодо стріли виконується гідроциліндром 1, підйом ковша зі стрілою - гідроциліндром 2. Точки кріплення важелів і гідроциліндрів при цій системі важелів вибираються так, щоб при підйомі і опусканні положення ковша щодо простору залишалось майже незмінним, що усуває втрати ґрунту і звільняє машиніста від спостереження за положенням ковша. Розвантаження навантажувача здійснюється поворотом ковша щодо стріли гідроциліндром 1 (поступова або одноразова).

Маневрування навантажувачів з вантажем значно скорочується при напівповоротному робочому обладнанні, коли стріла з ковшем встановлюється на поворотній платформі. Однак конструкція таких навантажувачів складна, а місткість ковшів невелика.

Найбільш удосконаленими є великовантажні фронтальні навантажувачі на базі пневмоколісних або гусеничних тракторів із шарнірно-з'єднаною рамою (рис.



Рис. 21.13 Навантаження великого каміння двощелепним ковшем

21.13). Останні мають велику маневреність, оскільки кут повороту робочого обладнання у обидва боки щодо поздовжньої осі машини значний за рахунок повороту передньої напіврамі. Для можливості роботи у скельних уламкових ґрунтах колеса цих навантажувачів забезпечуються металевим протектором гусеничного типу (пневмогусеничні колеса).

Завдяки простоті і надійності однокішшеві фронтальні навантажувачі широко застосовуються для всіх видів робіт з видобутку і переробки сипучих і кускових матеріалів, при навантаженні піску, гравію, щебеню та інших матеріалів у транспортні машини (самоскиди, вагонетки, залізничний транспорт), укладанню матеріалів у штабель і перевантаженню їх зі штабеля у транспортні машини, конвеєри або бункери, успішно замінюючи на цих роботах більш дорогі однокішшеві екскаватори.

Для проведення робіт у різних умовах навантажувачі доцільно обладнувати змінними ковшами: для кар'єрних робіт і для роботи у вибої - ковшами із зубами (див. рис. 21.11, а), для виконання вантажо-розвантажувальних складських операцій - ковшами навантажувального типу (див. рис. 21.11, б). При універсальному використанні навантажувача ефективний двощелепний ківш (див. рис. 21.11, в), передня частина якого, піднімаючись при повороті навколо шарніра 1 гідроциліндрами 2, перетворює ківш у відвал бульдозера. Цей же ківш при опусканні передньої частини може захоплювати штучні вантажі (великі камені, колоди та ін.), перетворюючись у ківш, подібний грейферному (рис. 21.13).



Надійшло до редакції
во
та призначено для друку

21.3. Прийоми роботи

Продуктивність однокішшевих навантажувачів багато в чому визначається прийомами виконання робочих операцій і розташуванням транспортних засобів, що навантажуються.

В залежності від властивостей матеріалу застосовують роздільний, сполучений або екскавацийний способи черпання.

Роздільний спосіб характерний впровадженням у матеріал горизонтально встановленого на рівні опорної поверхні ковша за рахунок поступального переміщення навантажувача з наступним поворотом ковша без просування навантажувача.

Сполучений спосіб відрізняється від попередніх тим, що після горизонтального впровадження ковша на невелику величину роблять поступовий поворот і підйом ковша без припинення руху навантажувача. При цьому крайка ковша, що ріже ґрунт, повинна переміщатися паралельно утворюючого штабеля або вибою, забезпечуючи максимальне заповнення ковша.

Екскавацийний спосіб відрізняється від сполученого тим, що ківш заповнюється при переміщенні навантажувача і поступовому підйомі ковша без його повороту. Поворот же ковша виконується при виході ріжучої кромки ковша з вибою або штабеля для транспортування до місця розвантаження.

При розробці ґрунту у вибої найбільш раціональні сполучений і екскавацийний способи черпання. У такий спосіб навантажувач послідовно виконує наступні основні операції: заповнює ківш і піднімає його у транспортне положення, а після пересування до місця розвантаження піднімає ківш у положення розвантаження. Далі відбувається поворот і розвантаження ковша, опускання його у транспортне положення, після чого навантажувач пересувається до місця завантаження ковша. Деякі з елементів циклу (наприклад, опускання ковша і рух на-вантажувача до місця завантаження) можна об'єднувати.

У залежності від фізико-механічних властивостей ґрунту, що розробляється, застосовують різні способи заповнення ковша (рис. 21.14). При роздільному способі (рис. 21.14, а) ківш впроваджується у ґрунт під дією напірного зусилля ходового обладнання машини. Після закінчення цієї операції машиніст повертає ківш, занурений у матеріал, заповнює його і піднімає стрілу з ковшем у транспортне положення.

Перевага даного способу роботи полягає у його простоті, однак він застосовується тільки для роботи з легкими (насипними) матеріалами, тому що при значних опорах ґрунту напірного зусилля машини не вистачає для достатнього занурення ковша і він заповнюється лише частково.

До різновидів даного способу навантаження відносять пошарову розробку ґрунту відносно тонкими стружками (скреперний спосіб), що забезпечує заповнення ковша при роботі на досить міцних ґрунтах.

При об'єднаному способі ківш заповнюється під дією напірного зусилля ходового обладнання при одночасному підйомі стріли і повороті ковша. На практиці сполучають операцію впровадження ковша з підйомом стріли (екскаваторний спосіб, рис. 21.14, б) або операцію впровадження ковша з його поворотом і підйомом стріли (рис. 21.14, в), у результаті чого ківш заповнюється краще і скорочується тривалість циклу. Об'єднувати операції можна при установці окремих насосів

для підйому стріли і повороту ковша або у випадку застосування дільників потоку. Об'єднаний спосіб, що вимагає високої кваліфікації машиністів, особливо ефективний при автоматизованих системах керування навантажувачами.

Для того, щоб ґрунт не висипався при підйомі і опусканні робочого обладнання, використовують підйомні механізми повороту ковша паралелограмного або антипаралелограмного типу, а також застосовують гідравлічні системи, які забезпечують подачу рідини у відповідну порожнину гідроциліндра ковша для збереження необхідного кута закидання.

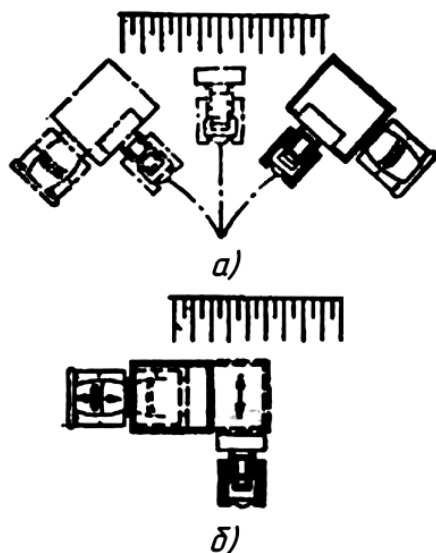


Рис. 21.15. Схеми роботи фронтального навантажувача:
а - V-подібна; б - човникова.

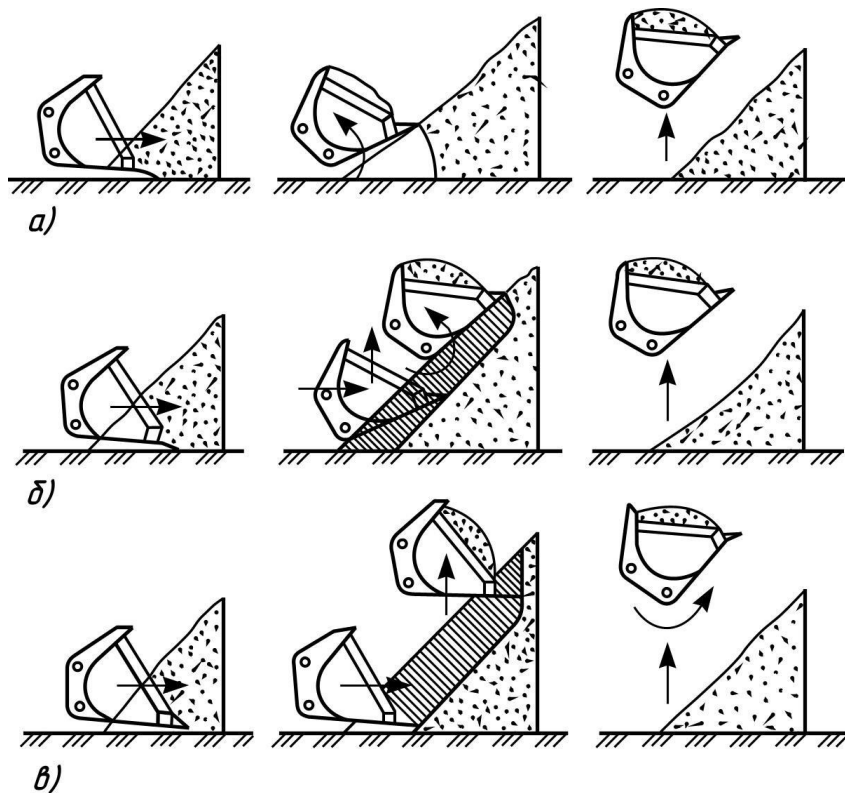


Рис. 21.14. Способи заповнення ковша:
а - роздільний; б - об'єднаний - занурення ковша з підйомом стріли і поворотом ковша; в - занурення ковша з підйомом стріли

Після зачерпування ґрунту ківш зі стрілою піднімають над поверхнею і навантажувач заднім ходом переміщують до місця розвантаження, після чого ківш піднімають на необхідну висоту, навантажувач переднім ходом підходить до місця розвантаження і розвантажується над кузовом, бункером або відвалом. Щоб втрати часу на повороти і розвороти були мінімальні, необхідно застосовувати раціональні V-подібний і човниковий способи організації навантаження.

При V-подібному способі самоскид розташовують у забої під кутом до навантажувача (рис. 21.15, а) на невеликій від нього відстані.

Навантажувач після зачерпування рухається заднім ходом, потім піднімає ківш і рухається вперед з поворотом вправо або вліво на розвантаження.

При човниковому способі (рис. 21.15, б) навантажувач із заповненим ковшем відходить на деяку відстань від забою заднім ходом по прямій. Потім під ківш заднім ходом подають самоскид. Після розвантаження ковша самоскид трохи подають вперед, звільняючи шлях навантажувачу до забою. Це повторюють до повного завантаження самоскида. За цією ж схемою можна навантажувати і автопоїзди.

Різні способи навантаження ґрунту для напівповоротних навантажувачів представлені на рис. 21.16.

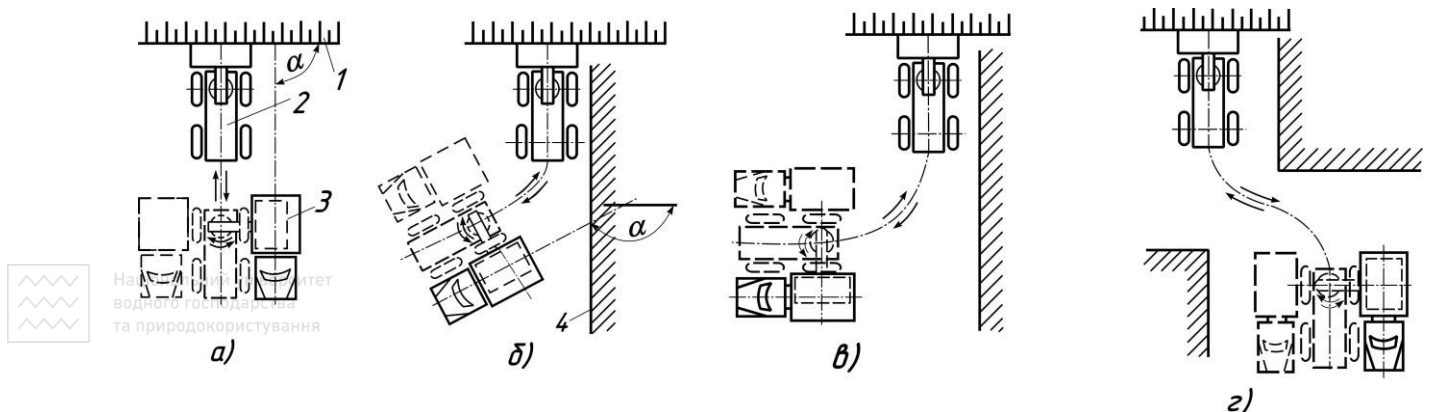


Рис. 21.16. Основні схеми розташування напівповоротних навантажувачів при різних способах навантаження і кутах установки транспортного засобу до штабеля:

а - човниковому способі, $\alpha=90^\circ$; б - поворотному способі, $90^\circ < \alpha < 180^\circ$; в - те ж, $\alpha=180^\circ$; г - зміщеному способі; 1 - штабель матеріалу, 2 - навантажувач; 3 - транспортний засіб; 4 - укіс

21.4. Загальний розрахунок

Основними параметрами навантажувача є номінальна вантажопідйомна сила Q_n і місткість ковша q .

Параметри одноківшевих навантажувачів розраховують з основним ковшем. Основні параметри були приведені раніше. Для навантажувачів вантажопідйомністю 2...10 т деякі параметри (висоту і виліт розвантаження, кути закидання і розвантаження) визначені ДСТ 12568 - 67.

Номінальну вантажопідйомну силу для одноківшевих навантажувачів будівельного типу приймають рівною 50% перекидаючого навантаження (для колісних навантажувачів) і 35% (для гусеничних навантажувачів). Для навантажувачів інших типів її значення може встановлюватися навантаженнями на ходову частину або гідроприводом навантажувального обладнання.

Номінальну вантажопідйомну силу будівельних одноківшевих навантажувачів, агрегованих на спецшасі, тракторах і тягачах, рекомендується приймати у відповідності з типорозмірами поруч: 0,63; 1,0; 1,5; 2,0; 3,0; 4,0; 6,0; 10,0; 15,0; 25,0; 40,0 т.

Для навантажувачів, агрегованих на тракторах загального призначення, номінальну вантажопідйомну

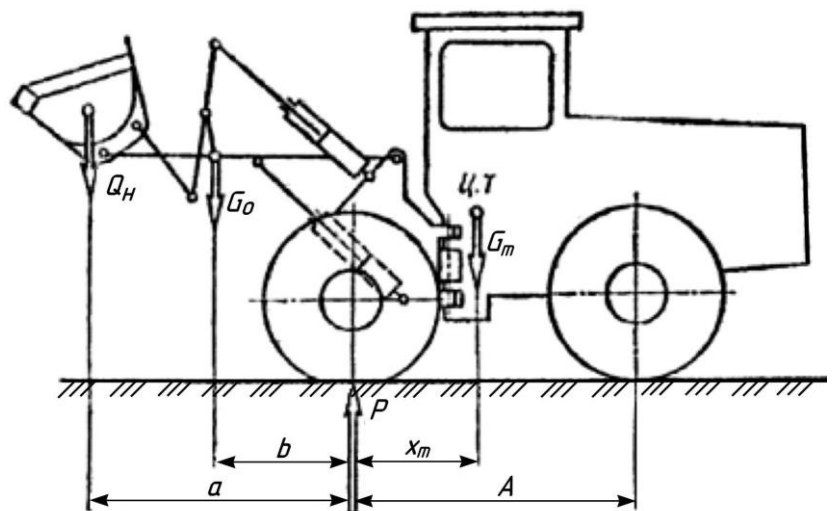


Рис. 21.17. Схема сил для визначення вантажопідйомності одноківшевого навантажувача

силу (рис. 21.17) визначають на основі навантажень, що допускаються, на ходову частину базового трактора

$$Q_n = \kappa \frac{(P - G_0)x_m - G_0b}{a + x_m}, \quad (21.1)$$

де: κ - коефіцієнт запасу стійкості; для колісних навантажувачів $\kappa=0,5$; для гусеничних навантажувачів $\kappa=0,35$; P - вертикальне навантаження, що допускається, на передній міст колісного навантажувача або на гусениці при робочій швидкості 3...4 км/год.; G_0 - маса навантажувального обладнання; x_m - горизонтальна координата центра маси базового шасі; a і b - координати центра маси відповідно обладнання і вантажу у ковші.

Конструктивну масу навантажувального обладнання визначають за масою базового шасі G_m співвідношенням

$$G_0 = \kappa_0 G_m, \quad (21.2)$$

де κ_0 - безрозмірний коефіцієнт, для колісних навантажувачів $\kappa_0=0,35...0,45$, для гусеничних навантажувачів $\kappa_0=0,25...0,35$; менші значення коефіцієнта приймають для більш легких навантажувачів і при застосуванні у конструкції низьколегованих і якісних сталей для важких навантажувачів.

Розміри a і b уточнюють за результатами попереднього пророблення навантажувального обладнання і його прив'язки до базового шасі. Відстань a знаходять у межах $(0,7...1)A$ для гусеничних і $(0,6...0,95)A$ для колісних навантажувачів, де A - поздовжня база трактора або тягача.

Для оцінки раціональності використання маси базового шасі і досконалості ходової частини отриману номінальну вантажопідйомну силу варто порівнювати за коефіцієнтом питомої вантажопідйомності

$$q = \frac{Q_n}{G_m + G_0} \geq [q] \quad (21.3)$$

Для гусеничних навантажувачів рекомендують $[q]=0,2...0,25$, а для колісних навантажувачів $[q]=0,25...0,35$.

Для забезпечення роботи навантажувачів у різних експлуатаційних умовах максимальна вантажопідйомна сила перевищує номінальну. Вона використовується при перевантаженнях навантажувачів у результаті значного відхилення об'ємної маси матеріалів від середнього розрахункового значення через розходження їхніх природних властивостей, крупності, вологості, умови залягання та ін.

Максимальну вантажопідйомну силу визначають після вибору і розрахунку тиску запобіжного клапана гідравлічного привода.

Номінальний обсяг основного ковша визначають за вантажопідйомністю навантажувального обладнання.

Об'єм ковша

$$V_n = \frac{Q}{\rho_{cp} \varepsilon}, \text{ м}^3, \quad (21.4)$$

де: Q - вантажопідйомність; ρ_{cp} - об'ємна маса матеріалу, $\rho_{cp}=1,6 \text{ т/м}^3$; ε - розрахунковий коефіцієнт наповнення ковша, $\varepsilon=1,25$.

Коефіцієнт наповнення вибирають з врахуванням, що у експлуатаційних умовах ківш наповнюється матеріалом з «шапкою», обсяг якої у оптимальних умовах складає 25% його номінального обсягу.

Напірне зусилля навантажувача вважають рівним тяговому зусиллю базової машини з урахуванням збільшення її маси за рахунок маси навісного обладнання і при 20%-му буксуванні.

Швидкість робочого ходу приймають за характеристикою базової машини, але не вище 3...4 км/год., тому що при великих швидкостях процес заповнення ковша через підвищене буксування сповільнюється, а металоконструкції піддаються значним

перевантаженням, що викликають необхідність вживати спеціальних заходів по їх запобіганню.

Ширина ковша повинна бути на 100...150 мм більше величини сліду або ширини базового трактора. Найбільш раціональна форма ковша з кутом між днищем і задньою стінкою близько 50° і сполученням цих стінок радіусом, близьким до половини глибини ковша. Кут нахилу днища при розвантаженні (кут розвантаження) повинен бути не менше 50° . Більш докладні відомості про параметри навантажувачів приводяться у довідковій літературі і ДСТ.

Зовнішні навантаження визначають для навантажувача з опущеним ковшем, що впроваджується у штабель, днище якого розташоване під кутом 5° до горизонту.

Найбільш небезпечні випадки навантаження при цьому наступні (рис. 21.18):

а) удар краю ковша по важкодоланій перешкоді при русі навантажувача з замкненими гідроциліндрами стріли і ковша по горизонтальній ділянці;

б) вивішування навантажувача навколо салазок або передньої осі при повороті впровадженого у штабель ковша за рахунок зусилля, що розвивається гідроциліндрами повороту ковша;

в) вивішування навантажувача навколо задньої осі під дією циліндрів підйому стріли.

Для всіх трьох випадків зовнішні зусилля вважаються зосередженими силами, прикладеними до кінця крайки ковша, що ріже, (або до крайнього зуба). Бічні складових сил опору, виникнення яких малоімовірно, не враховують. У всіх трьох випадках до ковша прикладена горизонтальна сила, рівна максимальному в даних умовах стиснутому зусиллю.

Для першого випадку (рис. 21.18, а) горизонтальне зусилля визначається тяговим зусиллям, масою машини і швидкістю її руху:

$$R_x = R_{xc} + R_{xd}, \quad (21.5)$$

де R_{xc} - статичне напірне зусилля, рівне номінальному тяговому зусиллю T_n ; R_{xd} - динамічне зусилля

$$R_{xd} = \rho_p \sqrt{CM}, \quad (21.6)$$

де: ρ_p - робоча швидкість заглиблення ковша; C - приведена жорсткість; M - приведена маса навантажувача.

Приведену жорсткість визначають по жорсткості навантажувального обладнання C_1 і перешкоди C_2

$$C = \frac{C_1 C_2}{C_1 + C_2}. \quad (21.7)$$

Приведена маса з урахуванням обертових мас двигуна і трансмісії

$$M \approx M_n + \kappa_m \frac{I_{\partial\partial} i^2}{r_k^2} \eta_m, \quad (21.8)$$

де: M_n - маса навантажувача; $\kappa_m=1,3$ - коефіцієнт впливу махових мас трансмісії і ходової частини; $I_{\partial\partial}$ - момент інерції обертових мас двигуна; i - передаточне відношення робочої передачі; r_k - радіус кочення колеса; η_m - ККД трансмісії.

Для другого випадку вертикальну силу знаходять з умови стійкості машини (рис. 21.18, б):

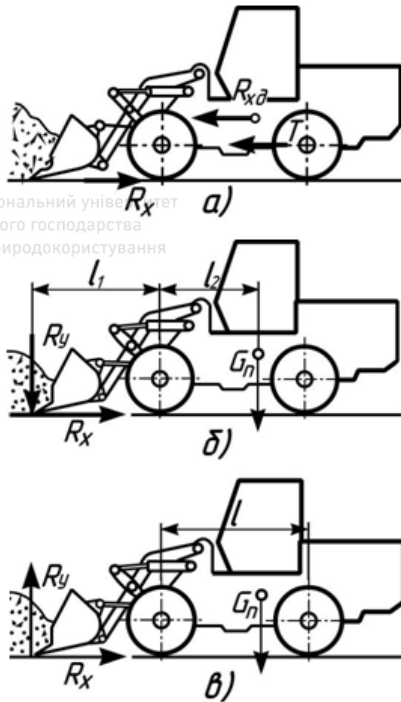


Рис. 21.18. Розрахункові випадки навантаження навантажувачів

$$R_y = \frac{G_n l_2}{l_1}, \quad (21.9)$$

де: G_n - сила тяжіння навантажувача; l_2 і l_1 - плечі сил.

Горизонтальну силу приймають рівною номінальному тяговому зусиллю: $R_x = T_n$.

Для третього випадку (рис. 21.18, в) вертикальна сила дорівнює зусиллю опору, створюваного при вивішуванні трактора на задніх колесах і зубах ковша

$$R_y = \frac{G_n(l - l_2)}{l + l_1}. \quad (21.10)$$

Горизонтальну силу визначають за зчпною силою тяжіння з урахуванням розвантаження машини:

$$R_x = (G_n - R_y)\varphi \leq T_n \quad (21.11)$$

де φ - найбільший коефіцієнт зчеплення.

Отримані величини служать підставою для розрахунку на міцність деталей робочого обладнання і підбору параметрів гідроциліндрів.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

21.5. Продуктивність

Продуктивність навантажувача, як і всякої машини циклічної дії, визначається обсягом матеріалу, що черпається за цикл і тривалістю циклу.

Обсяг матеріалу в ковші залежить від місткості ковша і коефіцієнта його заповнення, а тривалість циклу, в першу чергу - від прийнятої схеми навантаження, дальності транспортування матеріалу на навантаження і кваліфікації машиніста (його вміння об'єднувати операції і вибирати оптимальний режим роботи для кожної з операцій циклу).

Технічна продуктивність

$$P_{\text{техн}} = \frac{q k_{\text{зан}}}{t_{\text{ц}}}, \quad (21.12)$$

де: q - номінальна місткість ковша; $k_{\text{зан}}$ - коефіцієнт заповнення ковша; $t_{\text{ц}}$ - тривалість циклу.

Тривалість циклу може бути визначена як сума витрат часу на окремі операції циклу

$$t_{\text{ц}} = t_{\text{черп}} + t_n + t_m + t_{\text{в.х}}, \quad (21.13)$$

де: $t_{\text{черп}}$ - час черпання; t_n - тривалість руху завантаженого навантажувача на розвантаження; t_m - час маневрування для розвантаження і $t_{\text{в.х}}$ - тривалість зворотнього ходу.

Час руху навантаженого навантажувача і зворотнього ходу залежать від дальності і швидкості переміщення. При русі по рівних поверхнях швидкість може бути вище. Тому в процесі роботи навантажувача у забої особливо важливо стежити за станом шляху транспортування, тим більше, що весь комплекс роботи зі збереження у гарному стані шляху може бути виконаний самим навантажувачем без залучення іншої техніки.

Дальність транспортування і переміщення залежать від правильності вибору схеми роботи, а час маневрування при правильно обраній схемі може бути близьким до нуля (за умови сполучення підйому і опускання ковша з переміщенням навантажувача).

При правильній організації робіт навантажувач – високопродуктивна машина, що успішно конкурує при роботі у кар'єрі з однокішшеvim екскаватором. Його мала вартість і простота конструкції забезпечують більш низьку вартість одиниці продукції.

Контрольні питання

1. Загальні відомості. Класифікація.
2. Види змінного робочого обладнання навантажувачів.
3. Види робіт і застосовуване змінне обладнання.

4. Конструкція навантажувачів: на гусеничних тракторах, на спеціальному шасі, фронтальні навантажувачі з бортовим поворотом коліс, навантажувачі з постійно встановленим обладнанням.

5. Прийоми роботи: роздільний спосіб, сполучений, екскавацийний.

6. Загальний розрахунок.

7. Продуктивність.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

22. МАШИНИ ДЛЯ БЕЗТРАНШЕЙНОЇ ПРОКЛАДКИ ПІДЗЕМНИХ КОМУНІКАЦІЙ

22.1. Загальні відомості. Класифікація

Під підземними комунікаціями розуміють лінійно-протяжні об'єкти (ЛПО), які призначені для транспортування під землею води, газу, нафто- та інших продуктів, а також для передачі енергії та інформації (електросилові лінії, лінії зв'язку, світловоди, термогідросистеми) від виробника до споживача.

Безтраншейним називається такий спосіб будівництва, при якому робочим органом розробляється ґрунтова (кротова) порожнина або щілина, на дно якої укладається підземний об'єкт. При цьому способі операції по нарізанню щілини, укладанню об'єкта і закриттю щілини суміщені в одному технологічному процесі.

Безтраншейний спосіб застосовується у машинах для прокладання газоводопроводів, підземних ліній зв'язку, термогідромеліоративних, дренажних систем та інших ЛПО. Класифікаційна блок-схема машин для безтраншейної прокладки підземних комунікацій приведена на рис. 22.1.

У світовій практиці відомо дві різновидності безтраншейного способу, які ґрунтуються на принципі вертикального заглиблення ЛПО із денної поверхні і на принципі їх горизонтального затягування в ґрунтову (кротову) порожнину із приямка, або без подачі будь-якого матеріалу в порожнину (рис. 22.1).

За конструкцією ґрунторозробного органа всі безтраншейні укладачі з подачею ЛПО із денної поверхні можна розділити на одноярусні (традиційні), дво-, три- і багатоярусні (див. рис. 22.1).

Поярусна схема розробки дозволяє зменшити енергоємність і динаміку робочого процесу порівняно з одноярусною (традиційною) схемою розробки щілини (глибина різання в 3 і більше разів перевищує його ширину). Зниження енергоємності багатоярусної схеми розробки ґрунтується на тому положенні, що кожний ярус робочого органа здійснює розробку ґрунту тільки в докритичній зоні, а найбільш енергоємна закритична зона ущільнення відсутня. Тому нормальний тиск ґрунту на робочу поверхню багатоярусного робочого органа, а отже і енергоємність процесу при оптимальній кількості ярусів менші, ніж для традиційних землерийних робочих органів (ЗРО) (рис. 22.2).

Мінімальна кількість ярусів визначається із нерівності

$$Z \geq 1 + \frac{H - h_{kp1}}{h_{kp2}}, \quad (22.1)$$

де: H - сумарна глибина різання; $h_{kp1,2}$ - критична глибина різання відповідно у верхньому і наступних нижніх ярусах.

За способом утворення кротової порожнини всі машини діють за принципами проколювання, протискування, горизонтального буріння, гідророзмиву і на біонічній основі (див. рис. 22.1), а також за рахунок вібропроколювання і вібропротискування.

Проколюванням називається процес утворення ґрунтової порожнини шляхом ущільнення ґрунту в бічні стінки без видалення його із порожнини.

Проколювання ґрунту може здійснюватися на біонічній основі. Суть такого способу полягає в розробці і застосуванні функціонально-еквівалентних технічних рішень біологічним прототипам, які впливають із принципу оптимальної конструкції в біології. Наприклад, кільчастий черв'як являє собою відносно простий і одночасно досить ефективний біологічний гідравлічний ґрунтопрохідний пристрій, який дозволяє за рахунок почергового зменшення – збільшення діаметра тіла суттєво зменшити витрати енергії на подолання сил тертя в процесі утворення порожнини.

Спосіб протискування ґрунтується на видаленні ґрунту із порожнини через трубу з



Національний університет
водного господарства
та природокористування

кільцевим ножом за рахунок ґрунтозабірних пристроїв.

При горизонтальному бурінні розробку кротовини здійснюють за допомогою бурових головок, а транспортування ґрунту, як правило, за рахунок шнеків з одночасною подачею обсадної труби, причому розробка ґрунту випереджає пересування обсадної труби.

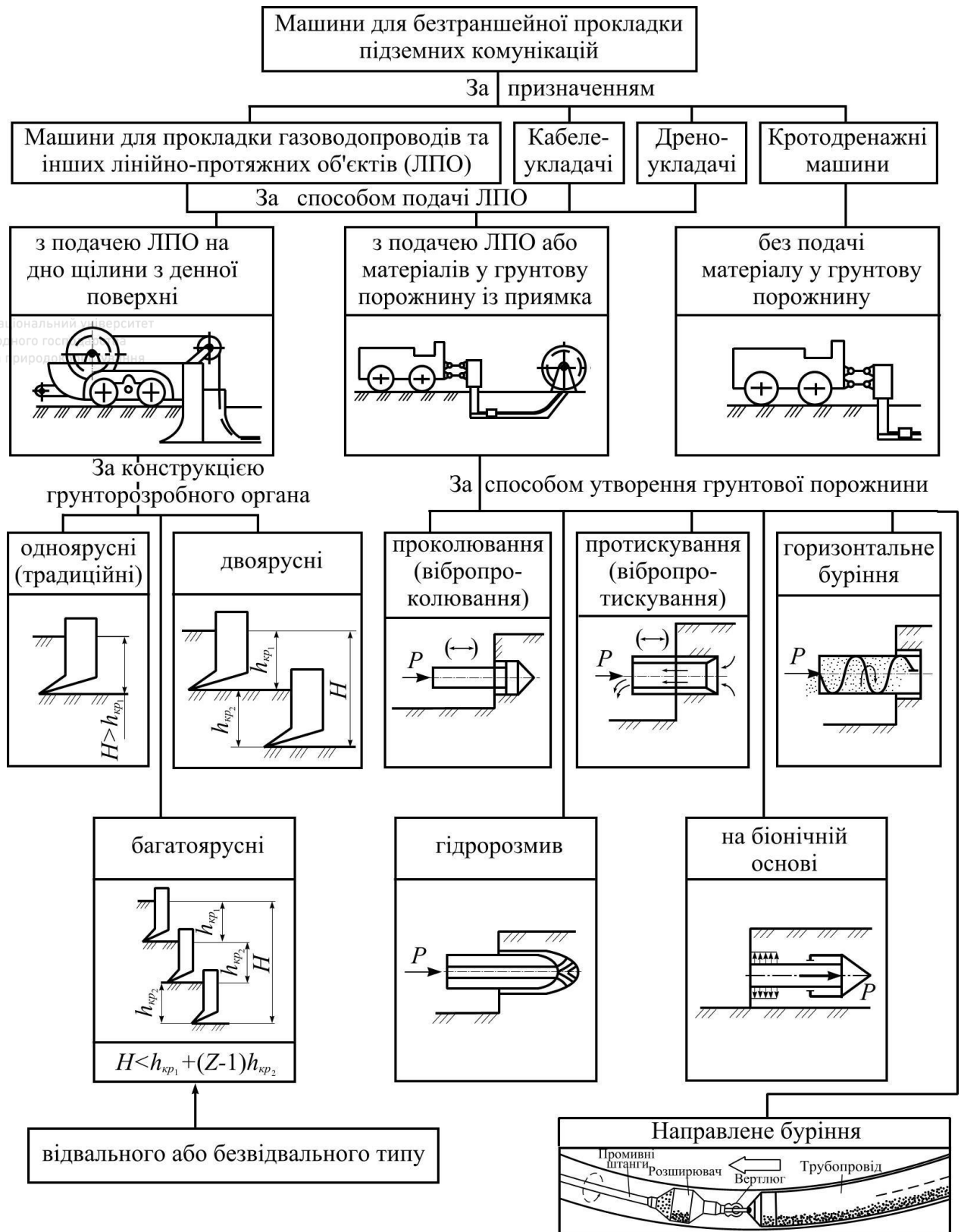


Рис. 22.1. Класифікаційна блок-схема безтраншейних укладачів:

H - загальна глибина щілини; $h_{кр1}$ - критична глибина різання у верхньому ярусі; $h_{кр2}$ - кри-

тична глибина різання в наступних нижніх ярусах; Z – кількість ґрунторозробних ярусів;

P - осьове зусилля або робочий

тиск

Гідророзмив свердловин здійснюється в піщаних і супіщаних ґрунтах за рахунок енергії направленої струменя води з одночасним гідротранспортуванням розмитого ґрунту в приямок.

Вібропроколювання і вібропротискування здійснюється за рахунок поздовжньо-направлених вібрацій робочого інструмента.

Всі ці способи використовуються в обладнанні для прокладки інженерних комунікацій,

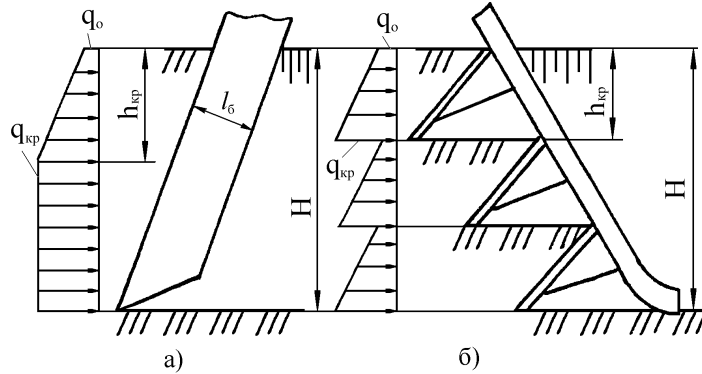


Рис. 22.2. Характерні епюри розподілу нормального тиску на лобову поверхню робочого органа по глибині: а - для традиційної конструкції; б - для багаторушної конструкції

як правило, під контурними перешкодами (автомобільні і залізничні дороги, річки, канали та ін.). Вибір кожного з цих способів роблять з урахуванням конкретних умов і факторів будівництва трубопроводів і колекторів, включаючи діаметр і довжину труб, ґрунтові і гідрогеологічні умови, точність прокладки, вимоги до протикорозійної ізоляції, економічну доцільність застосування та ін.

Прокол краще застосовувати для прокладки труб малих і середніх діаметрів (не більше 400...500 мм) у глинистих і суглинчастих (зв'язних) ґрунтах. Обмеження діаметра труб, що проколюються, зумовлене тим, що при цьому способі масив ґрунту проколюють трубою, оснащеною наконечником, без видалення ґрунту із порожнини, внаслідок чого для проколу потрібні значні зусилля. В зв'язку з цим і довжина проколу труб не перевищує 60...80 м.

Спосіб протискування з видаленням із труби ґрунтової пробки або керна можна застосовувати практично в будь-яких ґрунтах I-IV груп, він придатний для труб діаметром 800...1720 мм при довжині прокладки до 100 м.

Горизонтальне буріння передбачає попередню розробку ґрунтової свердловини більшого діаметра, ніж труба, що прокладається. Цим способом можна влаштовувати підземні переходи трубопроводів діаметром до 1720 мм на довжину 70...80 м. Однак спосіб цей недостатньо ефективний у водонасичених і сипучих ґрунтах.

Щитовий і штольневий способи застосовуються при необхідності пристрою переходів трубопроводів, колекторів і тунелів значних діаметрів і довжини.

22.2. Установки для проколювання ґрунту

У залежності від застосовуваних натискних пристроїв, що передають зусилля на трубопровід, що прокладається, розрізняють кілька різновидів проколу: за допомогою домкратів, ґрунтопроколюючих верстатів, лебідок, тракторів, трубоукладачів, бульдозерів і т.п. Труби, що прокладаються в товщі ґрунту, для зменшення опору і зниження сил тертя при втисненні труби в ґрунт обладнують спеціальними наконечниками, що закріплюються на передньому кінці труб. Найчастіше застосовують конусні наконечники (рис. 22.3, а...і) і розширювальні пояси з заглушками (рис. 22.3, р, ф). При невеликій довжині проколу труби прокладають відкритим кінцем (рис. 22.3, к).

Тип і конструкцію механізму, який здатний розвинути необхідне зусилля, вибирають відповідно до необхідного розрахункового зусилля втиснення, що залежить від діаметра і довжини трубопроводу, що прокладається, а також виду ґрунту. Необхідне натискне зусилля для просування в ґрунті труби, що прокладається, визначають розрахунком.

Залежно від способу прикладання навантаження і переміщення розрізняють статичні, вібраційні, віброударні, а також біонічно-синтезовані підземнорухомі пристрої.

При статичному проколі до заднього торця труби, що прокладається, прикладають осьове навантаження від гідравлічного, пневматичного або механічного домкрата.

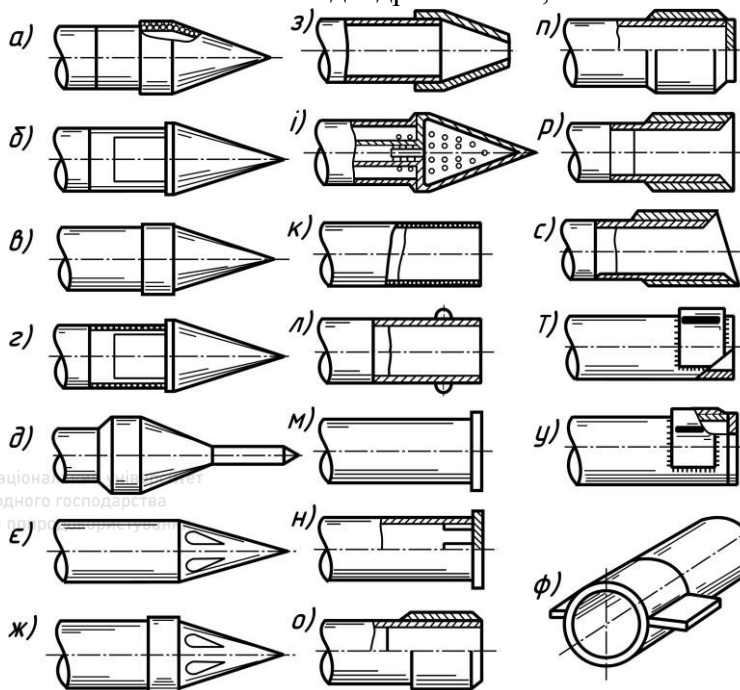
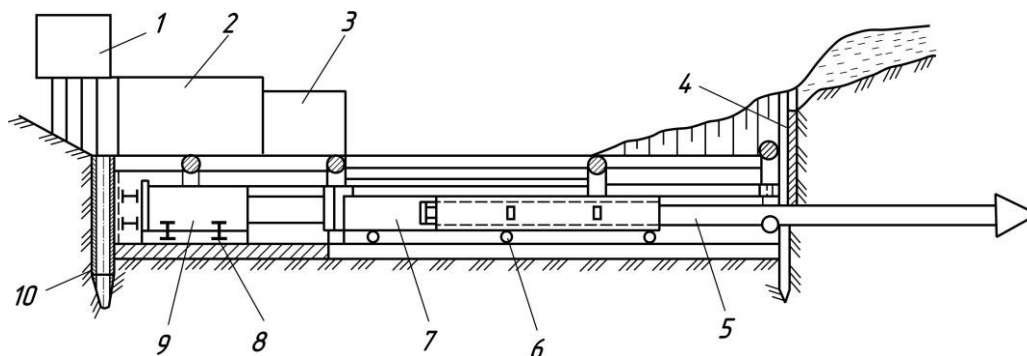


Рис. 22.3. Наконечники для безтраншейного прокладання труб способом проколювання і протискування:

а, б, в - конусні; г - конусний з ексцентриситетом; д - конусний зі штирьом; е, ж - конусний зі щілинними прорізами; з - конусний з усіченою вершиною; і - конусний з отворами для зволоження ґрунту; к - з відкритим кінцем труби; л - з відкритим кінцем труби і кільцем; м - з привареною заглушкою; н - із знімною заглушкою; о - кільцевий ніж із зовнішнім скосом крайок; п - те ж, із привареною заглушкою; р - кільцевий ніж із внутрішнім скосом крайок; с - кільцевий ніж клиноподібної форми з внутрішнім скосом крайок; т - ніж серпоподібного перетину; у - те ж, із привареною заглушкою; ф - кільцевий ніж з направляючими

домкратами монтується на дні робочого котловану. Біля котловану встановлюється гідравлічний насос 2 високого тиску (до 300 МПа), що з'єднаний з домкратами 9, двигуном 3 із щитом керування і масляним баком 1.



Вібраційний прокол

передбачає одночасну дію статичного навантаження і вібрації на трубу, що прокладається, від гідравлічного або електричного вібратора.

Віброударний прокол

супроводжується, крім прикладеного статичного навантаження, ударним імпульсом, що діє на трубу в напрямку прохідності.

Біонічно-синтезований прокол

заснований на розробці і застосуванні функціонально-еквівалентних технічних рішень біологічним прототипам, як оптимальним конструкціям у природі. Зокрема, робочий орган можна розглядати як пружне циліндричне тіло заповнене рідиною, що періодично перекачується від хвоста до голови і навпаки, забезпечуючи відповідно періодичне збільшення діаметра циліндра, ущільнення ґрунту і утворення порожнини, а також його самопересування в ґрунті.

Установка для

проколювання статичної дії приведена на рис. 22.4.

Установка складається із двох гідравлічних домкратів 9, які змонтовані на рамі 8. Рама з

Рис. 22.4. Схема установки для прокалювання статичної дії:

1 - місткість для масла; 2 - насос високого тиску; 3 - електродвигун із щитом керування; 4 - передня стінка котловану; 5 - труба; 6 - напрямні балки; 7 - шомпол; 8 - рама; 9 - гідравлічні домкрати; 10 - опори

Зусилля від домкратів 9 передається через шомпол 7 трубі 5, що рухається по поверхні напрямних балок 6 у напрямку передньої стінки 4 котловану. При цьому реактивна сила - сила опору ґрунту проколу сприймається опорами 10. За кожен робочий цикл труба 5 просувається в ґрунт на довжину ходу штоків гідродомкратів 9. У міру просування труби 5 на довжину ходу штоків останні повертаються у вихідне положення, подовжується шомпол 7 і процес повторюється.

Такими установками прокалюють свердловини діаметром від 0,1 до 0,5 м з робочою швидкістю до 1,5...3,0 м/год. Мінімальна глибина проколу дорівнює не менше п'яти діаметрів свердловини, що утворюється, і це відповідає умові неспучування ґрунту на поверхні землі.

У піщаних, супіщаних і водонасичених ґрунтах не можна одержати стійку порожнину, а тому статичний прокол сильно затруднений або практично неможливий через великі опори руху робочого органа. В таких випадках застосовують вібропрокол. Для збудників поздовжньо спрямованих коливань використовують вібратори спрямованої дії і вібромолоти, які, крім вібрації, передають робочому органу ударні імпульси.

На рис. 22.5 показана **віброударна установка** для утворення свердловин діаметром 273...426 мм. У комплект установки входить вібромолот 6 із приводним електродвигуном 7, анкерна рама 3 із секційними напрямними 4 для переміщення вібромолота, тягова реверсивна лебідка 2 із привантажувальним поліспастом 9. Труба 8, що прокладається, з конусним наконечником 1 встановлюється в наголовнику 10 вібромолота 6, що має парне число дебалансів 12. Останні, обертаючись у різні сторони, збуджують вимушені сили. Вертикальні складові F_v цих сил взаємно зрівноважуються, а горизонтальні F_h , які спрямовані вздовж осі труби, складаються. Сумарна вимушена сила вібратора визначається числом дебалансів, їхньою масою і частотою обертання, яка дорівнює частоті коливань вібратора. Основною частиною вібромолота 6 є вібратор спрямованої дії, який обладнаний ударником 11 і з'єднаний з ковадлом 13 пружинною підвіскою 14. Ударні імпульси виникають при зіткненні ударника 11 з ковадлом 13. Секції труб довжиною до 8 м послідовно проникають в ґрунт під дією віброударних імпульсів і напірного зусилля привантажувального поліспаста. Попередня і наступна труби з'єднуються за допомогою електрозварювання. В процесі роботи установки можна за допомогою привантажувального поліспаста регулювати натяг пружинної підвіски 5 вібромолота 6 залежно від опору ґрунту проколу для забезпечення оптимального сполучення напірного зусилля з найбільш ефективним віброударним режимом.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

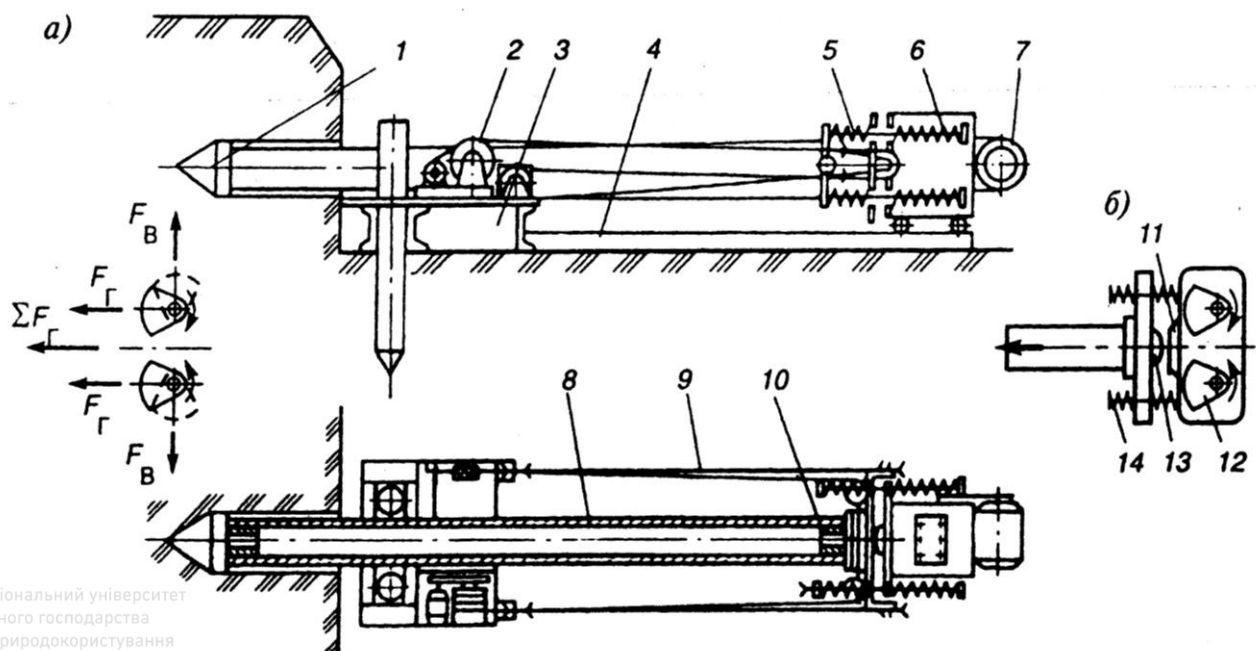


Рис. 22.5. Схема установки для вібропроколювання:

а - загальний вигляд установки; б - вібромолот; 1 - конусний наконечник; 2 - реверсивна лебідка; 3 - анкерна рама; 4 - напрямні; 5, 14 - пружинна підвіска; 6 - вібромолот; 7 - електро-двигун; 8 - труба; 9 - поліспаст; 10 - наголовник; 11 - ударник; 12 - дебаланси; 13 - ковадло

Вібропроколом прокладають труби на довжину до 25...50 м із середньою швидкістю 20...60 м/год.

Для проходки свердловин у ґрунтах I...III категорій діаметром до 200 мм і забивання труб діаметром до 1600 мм призначені пневматичні саморухливі машини ударної дії - **пнеumoпробійники**. Незалежно від призначення пневмопробійники мають однакові принципи дії і систему повітророзподілення, однотипні реверсивні пристрої і розрізняються між собою розмірами і масою, енергією і частотою ударів, складом оснащення і пристроями.

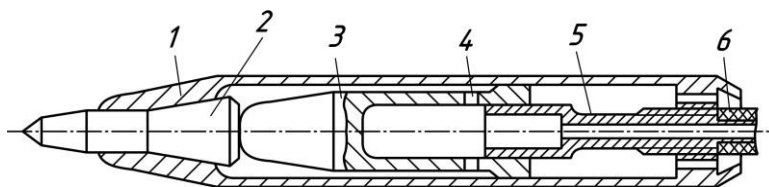


Рис. 22.6. Конструктивна схема пневмопробійника:

1 - корпус; 2 - ковадло; 3 - ударник; 4 - повітророзподільний пристрій; 5 - клапан; 6 - рукав для стисненого повітря

Пневмопробійник (рис. 22.6) складається із циліндричного корпусу 1 з ковадлом 2, масивного ударника 3,

повітророзподільного пристрою 4, клапана 5 і гнучкого рукава 6 для підведення стисненого повітря

від компресора.

При подачі стисненого повітря від компресора через рукав 6, клапан 5 і повітророзподільний пристрій 4, ударник 3 переміщується щодо корпусу 1 вліво. Потім відбувається зворотний хід ударника 3, наприкінці якого перекриваються отвори 4 повітророзподільного пристрою і ударник 3 за рахунок стиснутого повітря в камері, що утворилося між ударником 3 і клапаном 5, гальмується і потім розганяється вліво щодо корпусу 1. Відбувається робочий хід ударника 3 і створюється запас кінетичної енергії пропорційний масі ударника 3 і квадрату його швидкості. По закінченні робочого ходу ударник 3 ударяється об ковадло 2 корпусу 1 і передає йому кінетичну енергію. Це дає можливість пневмопробійнику перебороти сили лобового і бічного опору і проникнути в ґрунт на деяку величину. Далі цикл повторюється.

Для реверсування руху пробійника рукоять зміщується разом із клапаном 5 вправо щодо корпусу 1 за допомогою нарізного сполучення. Потік стисненого повітря при цьому перерозподіляється при зсуві ударника 3 щодо корпусу 1 вправо, в результаті чого по закінченні робочого ходу ударник 3 завдає удари в хвостову частину корпусу 1, а по закінченні зворотного ходу він не доходить до ковадла 2 корпусу 1.

Для забезпечення запуску пневмопробійника існує два варіанти: використання спеціальної площадки для запуску, що імітує силу бічного опору; за рахунок плавної зміни тиску повітря протягом усього періоду запуску від мінімального можливого до робочого.

Пневмопробійники мають низький ККД і малу енергію одиничного удару, що припадає на одиницю поперечного перерізу свердловини, через застосування пневматичного привода.

Підвищення енергетичних характеристик розглянутих машин можливо шляхом заміни пневматичного привода гідравлічним, що має більш високий ККД.

Пробійники з гідравлічним приводом підрозділяються на нереверсивні і реверсивні, а ударні механізми – на динамічно зрівноважені й незрівноважені. Динамічно зрівноважені двоударникові, в яких реактивні сили віддачі ударників, що рухаються в протилежних напрямках, компенсуються один одним і на корпус пробійника не передаються. Динамічно незрівноважені одно- дво- і багатоударникові, в яких реактивні сили віддачі рухливих частин сприймаються корпусом і компенсуються силами тертя його бічної поверхні об ґрунт. Динамічно незрівноважені механізми більш ефективні в роботі внаслідок великого співвідношення ударних мас рухливих частин відносно нерухомих.

Аналіз конструктивних схем гідропробійників показав, що вони мають наступні основні частини: корпус, ударний механізм, орган керування і привод, що розрізняються за конструктивним виконанням, але мають загальне функціональне призначення. Це призначення визначається циклограмою роботи гідропробійника, що ідентична для всіх без винятку схем і може бути описана в такий спосіб. При подачі робочої рідини від гідропривода в камеру зворотного ходу відбувається нагромадження потенційної енергії ударником. При з'єднанні камери зворотного ходу зі зливною магістраллю відбувається гальмування ударника під дією тиску в камері робочого ходу - фаза гальмування ударника при зворотному ході. При зміні напрямку руху ударник починає розгін під дією тиску з боку камери робочого ходу - робочий хід. При зіткненні ударника з корпусом відбувається спільний їхній рух у напрямку проходки свердловини - фаза зіткнення.

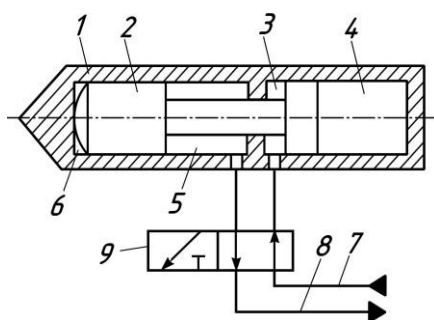


Рис. 22.7. Схема гідропробійника з одноударниковим механізмом:
1 - корпус; 2 - ударник; 3, 4, 5 - камери зворотного й робочого ходу, зливальна; 6 - допоміжна камера; 7, 8 - напірна й зливальна магістралі; 9 - золотник

Розглянемо принцип дії гідропробійника на прикладі найпростішої конструктивної схеми з одноударниковим механізмом (рис. 22.7).

Перед початком роботи камера робочого ходу 4 заповнюється стислим інертним газом. У вихідному положенні ударник 2 під дією тиску стисненого газу в камері робочого ходу 4 притиснутий до переднього торця корпусу 1. При подачі робочої рідини з напірної магістралі в камеру зворотного ходу 3 відбувається зворотний хід ударника 2, тобто переміщення в праве положення щодо корпусу 1. При цьому газ у камері робочого ходу 4 додатково стискується, а рідина зі зливної камери 5 витісняється в зливальну магістраль. У допоміжній камері 6 відбувається розрідження повітря. Наприкінці зворотного ходу золотник 9 з'єднує камеру зворотного ходу 3 зі зливною магістраллю. Ударник 2 гальмується за рахунок тиску стисненого газу в камері робочого ходу 4 і починає прискорено рухатися вліво, роблячи робочий хід. Опір рідини, що

витісняється з камери зворотного ходу 3, незначний, оскільки вона переходить в переливну камеру, об'єм якої суттєво збільшується. Розрідження, яке створене в допоміжній камері 6 при зворотному ході, сприяє прискореному руху ударника 2. Цикл роботи ударного механізму закінчується ударом ударника 2 по передній частині корпусу 1, внаслідок чого відбувається просування пробійника в ґрунтовому масиві. Далі цикл повторюється.

22.3. Установки для протискування ґрунту і горизонтального буріння

Установки для протискування ґрунту використовують для прокладки труб діаметром від 0,5 м до 2,0 м довжиною до 80 м. Протискуватися можуть різні за формою і матеріалом труби. Для прокладки залізобетонних труб на кінець труби закріплюється металеве різальне кільце. Установки для протискування мають більш потужні силові агрегати і пристрої, які дозволяють створювати зусилля подачі до 10 МН.

Установки для вібровакуумного протискування ґрунтів (рис. 22.8) створюють свердловину за рахунок спеціальної желонки 4, яка за допомогою ле-бідки 1 і силових штанг 3 притискується відкритим кінцем до ґрунтового масиву. Всередині желонки 4 утворюється замкнений простір, із якого вакуум-насосом 2 відсмоктується повітря. Крім того, желонка 4 може здійснювати направлені коливання від закріпленого на ній вібратора.

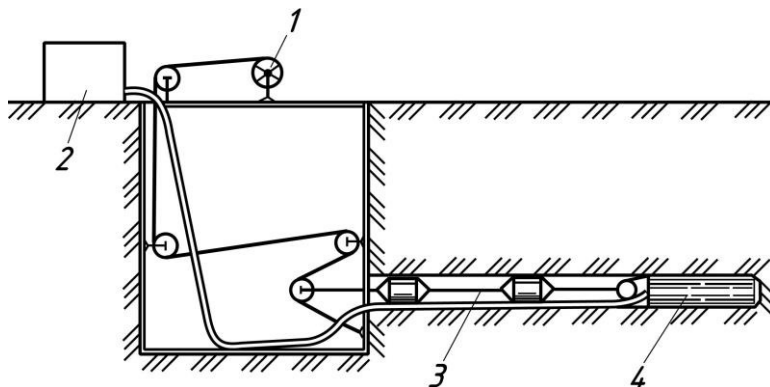


Рис. 22.8. Схема вібровакуумного протискування ґрунту: 1 - лебідка; 2 - вакуум-насос; 3 - силові штанги; 4 - желонка з вібратором

При зануренні желонки 4 порожнина труби заповнюється ґрунтовим керном. Збільшення довжини керна, пропорційне зануренню, призводить до зростання сили для його про-штовхування всередині труби. В зв'язку з цим kern ущільнюється і його довжина завжди менша довжини зануреної труби. Тому протискування повинно супроводжуватися безперервним або періодичним видаленням ґрунту із труби. У протилежному випадку ущільнення керна збільшить лобовий опір до критичного значення, при якому kern переміщується з трубою як єдине ціле.

Видалення ґрунту із труб діаметром 0,5...0,8 м здійснюється гідравлічним способом, для більшого діаметра труб застосовують малогабаритні ґрунтозавантажувальні машини, стрічкові і скребкові конвеєри, вузькоколіїний рельсовий транспорт.

Установки горизонтального буріння розробляють ґрунт у забої свердловини способом різання. Видалення зруйнованого ґрунту здійснюється механічним або гідромеханічним способом. Ці установки забезпечують прокладку трубопроводів діаметром 325...1420 мм довжиною 40...60 м.

Шнекові установки горизонтального буріння (рис. 22.9) мають робочий орган у вигляді різальної головки 1 з напрямною голкою, яка закріплена на осі шнека 12. Шнек 12 розміщений всередині труби 11, що прокладається, і служить для транспортування розробленого ґрунту. Такі шнекові установки призначені для прокладання труб у ґрунтах I...VI категорії без твердих включень. Для буріння свердловин у скельних породах такі установки створюються на базі тракторів і мають фрезерний робочий орган (див. рис. 22.9). Зруйнована порода видаляється гвинтовим конвеєром, який розміщений всередині труби, що прокладається.

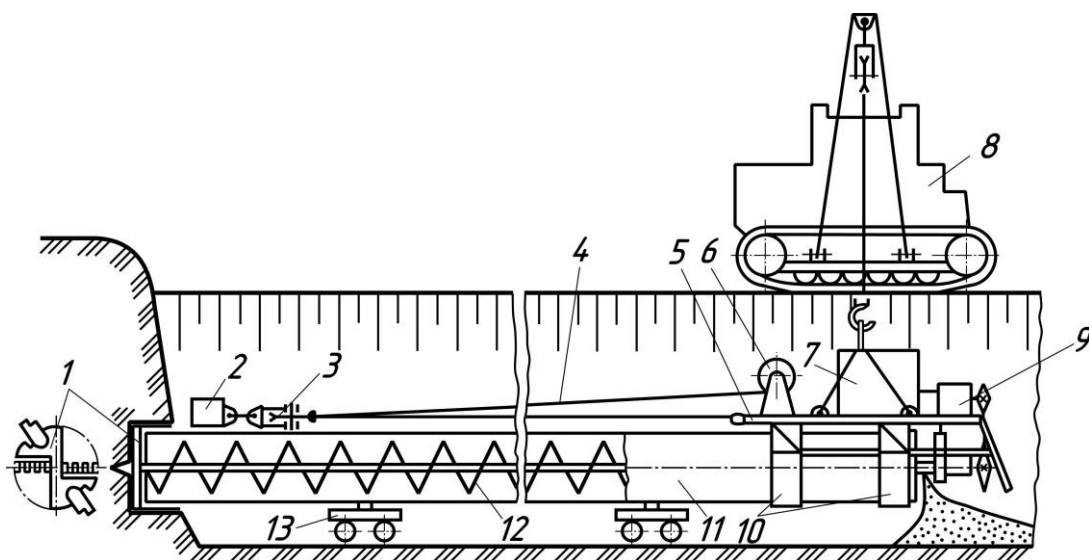


Рис. 22.9. Установка горизонтального буріння:

1 - різальна головка; 2 - якор; 3 - обойма тягового поліспасти; 4 - поліспаст; 5 - рама; 6 - тягова лебідка; 7 - двигун; 8 - кран-трубоукладач; 9 - трансмісія; 10 - хомути кріплення труби; 11 - труба-кожух; 12 - шнек; 13 - напрямні візки

22.4. Визначення основних параметрів ґрунтопроколюючих пристроїв

До основних параметрів ґрунтопроколюючих пристроїв належать кут загострення носової частини (2β), лобовий опір (W_n), опір циліндричної частини пристрою (W_y), її довжина (l_y), розміри руйнуючої зони (D_p) і її щільність (ρ_{cm}). Ці параметри визначені на підставі досліджень, які проведені в Національному університеті водного господарства і природокористування (м. Рівне).

Оптимальний кут загострення дорівнює

$$2\beta = 2\text{arcctg}\left(\frac{2}{3}f + A + D\right), \quad (22.2)$$

де

$$\left. \begin{matrix} A+ \\ D- \end{matrix} \right\} = \sqrt[3]{\frac{16f^4 + 45f^2 + 27}{54f}} \pm \sqrt{\left(\frac{16f^4 + 45f^2 + 27}{54f}\right)^2 - \left(\frac{3 + 4f^2}{9}\right)^3};$$

f - коефіцієнт зовнішнього тертя ґрунту.

Лобовий опір визначається залежно від діаметра проколу (d_n)

$$W_n = \frac{\pi d_n^2}{4} \left(a_0 + a_1 \frac{d_n}{3} + a_2 \frac{d_n^2}{8} \right) \frac{\text{tg}(\beta + \varphi)}{\sin \beta}, \quad (22.3)$$

де: a_0, a_1, a_2 - коефіцієнти, що характеризують деформативні властивості ґрунтів (для супіску: $a_0=0,134$ МПа; $a_1=4,493$ МПа/м; $a_2=-10,85$ МПа/м²; для суглинку: $a_0=0,170$ МПа; $a_1=7,983$ МПа/м; $a_2=-24,43$ МПа/м²; для глини: $a_0=0,198$ МПа; $a_1=4,828$ МПа/м; $a_2=-0,269$ МПа/м²); φ - кут зовнішнього тертя ґрунту ($\text{tg}\varphi=f$).

Опір циліндричної частини ґрунтопроколюючого пристрою визначається нерівністю

$$W_y \leq \pi d_n l_y f \sigma \cdot \frac{D_p}{d_n}, \quad (22.4)$$

де: l_y - довжина циліндричної частини пристрою; σ - напруження в ґрунті на границі пружної і пластичної зон (на відстані $D_p/2$ від осі проколу); D_p - діаметр пластичної (зруйнованої) зони

$$\sigma = \frac{B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A}, \quad (22.5)$$

$$\begin{cases} A = \sin \varphi (3 - \sin \varphi); \\ B = 3c \cdot \cos \varphi - 2,5c \cdot \sin 2\varphi + \gamma h(1 + \sin \varphi); \\ C = [\gamma h(1 + \sin \varphi) + 4c \cdot \cos \varphi] c \cdot \cos \varphi, \end{cases}$$

де: γ - питома вага ґрунту; h - глибина проколу; c - коефіцієнт зчеплення ґрунту.

Відношення розміру пластичної (зруйнованої) зони до діаметра проколу дорівнює

$$\frac{D_p}{d_n} = \frac{\left(\gamma h + \frac{c}{\operatorname{tg} \varphi} \right) \operatorname{tg}^4 \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right)}{\sigma} = \lambda. \quad (22.6)$$

Середня щільність ґрунту в бічній стінці свердловини товщиною $(D_p - d_n)/2$ визначається як

$$\rho_{cm} = \frac{\rho}{1 - \frac{1}{\lambda^2}}, \quad (22.7)$$

де ρ - природна щільність ґрунту в недеформованому стані.

Для пневмо-гідропробійників довжина бічної циліндричної поверхні визначається з умови компенсації реакції віддачі (R_0) ударного механізму силами тертя на бічній поверхні циліндра

$$l_y \geq \frac{R_0}{\pi d_n f \sigma \frac{D_p}{d_n}}. \quad (22.8)$$

Необхідне натискне зусилля гідродомкратів дорівнює

$$P = \frac{\pi d_n^2}{4n_0} k_{yuc} + q_{mp} L f, \quad (22.9)$$

де: k_{yuc} - коефіцієнт питомого опору ущільнення ґрунту, МПа; (для піщаного ґрунту - $k_{yuc}=5...6$ МПа; для глинистих ґрунтів - $k_{yuc}=1,5...2,0$ МПа); n_0 - природна пористість до ущільнення (для піщаного ґрунту - $n_0=0,35...0,50$; для глинистих ґрунтів - $n_0=0,30...0,60$); q_{mp} - маса одного погонного метра труби, кг; L - довжина проколу, м.

22.5. Визначення опору переміщенню для одноярусного (традиційного) ножа

Безтраншейні укладачі з одноярусними ножами прокладають підземні комунікації на глибину, яка перевищує, як правило, критичну глибину різання. Тому максимальний опір переміщенню для традиційного одноярусного ножа (див. рис. 22.2, а) складається із опорів переміщенню в докритичній ($W_1 + W_{1\delta}$ для $h_1 = h_{kp}$) і в закритичній ($W_2 + W_{2\delta}$ для $h_2 = H - h_{kp}$) зонах

$$W = W_1 + W_2 + W_{1\delta} + W_{2\delta}, \quad (22.10)$$

де: W_1, W_2 - лобовий опір переміщенню ножа в докритичній і закритичній зонах; $W_{1\delta}, W_{2\delta}$ - опори від тертя ґрунту по бічних стінках ножа в докритичній і закритичній зонах.

$$W_1 + W_2 = b \left[(1 - f \cdot f_{on}) + (f + f_{on}) \operatorname{ctg} \alpha_p \right] [q_{сер} h_{kp} + q_{кр} (H - h_{kp})], \quad (22.11)$$

де: b - ширина (товщина) ножа; f - коефіцієнт зовнішнього тертя ґрунту ($f = \operatorname{tg} \varphi$, де φ - кут зовнішнього тертя ґрунту); f_{on} - коефіцієнт опору переміщенню опор ножа; α_p - кут різання ножа; h_{kp} - критична глибина різання ґрунту; H - повна глибина різання ґрунту ножем; $q_{кр}$ - критичний тиск ґрунту на ніж на глибині $h > h_{kp}$ (див. рис. 22.2); $q_{сер}$ - середній нормальний тиск ґрунту на лобову площину ножа на глибині $h \leq h_{kp}$.

$$q_{сер} = \frac{q_0 + q_{кр}}{2}, \quad (22.12)$$

$$q_0 = c(A_1 - 1) \operatorname{ctg} \varphi_0, \quad (22.13)$$

де c, φ_0 - відповідно коефіцієнт зчеплення і кут внутрішнього тертя ґрунту.

$$A_1 = \frac{\cos \varphi \left(\cos \varphi + \sqrt{\sin^2 \varphi_0 - \sin^2 \varphi} \right) \left(\sin \varphi_0 \cos \varphi_\alpha + \sqrt{1 - \sin^2 \varphi_0 \cdot \sin^2 \varphi_\alpha} \right)}{\cos^2 \varphi_0 (1 - \sin \varphi_0)}, \quad (22.14)$$

$$\text{де } \varphi_\alpha = \pi - \alpha_p - \frac{\varphi}{2} - \frac{1}{2} \arcsin \frac{\sin \varphi}{\sin \varphi_0}.$$

$$W_{1\delta} = \frac{f \gamma_{zp} h_{kp}^2}{\sin \alpha_p} l_\delta \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi_0}{2} \right), \quad (22.15)$$

де: γ_{zp} - питома сила ваги ґрунту; l_δ - довжина бічних стінок ножа (див. рис. 22.2,а).

$$W_{2\delta} = q_{cep\delta} \frac{2f l_\delta}{\sin \alpha_p} (H - h_{kp}), \quad (22.16)$$

$$q_{cep\delta} = \frac{q_{\min} + q_{\max}}{2}, \quad (22.17)$$

де q_{\min} , q_{\max} - відповідно мінімальний та максимальний тиск ґрунту на бокові стінки ножа по глибині закритичної зони

$$q_{\min} = 2c \cdot \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi_0}{2} \right), \quad (22.18)$$

$$q_{\max} = \frac{B_q + \sqrt{B_q^2 - 4A_q C_q}}{2A_q}, \quad (22.19)$$

де: $B_q = 2c \cdot \cos \varphi_0 (3 - \sin \varphi_0) + \gamma_{zp} (H - h_{kp}) (1 + \sin \varphi_0)$; $A_q = 2(1 - \sin \varphi_0)$;

$C_q = \gamma_{zp} (H - h_{kp}) c \cdot \cos \varphi_0 (1 + \sin \varphi_0) + 4c^2 \cdot \cos^2 \varphi_0$.

22.6. Визначення основних параметрів двоярусних ножів

Якщо загальна глибина розробки ґрунтового середовища не перевищує суми двох критичних глибин різання ($H \leq h_{kp1} + h_{kp2}$) для усунення закритичної зони ущільнюючої дії на ґрунт і зменшення енергоємності прокладки робочий процес достатньо здійснювати по дво-ярусній схемі (див. рис. 22.1). Таку схему доцільно застосовувати тоді, коли головною метою є максимальне збереження родючого шару ґрунту, зменшення опору переміщенню і енергоємності процесу прокладання підземних комунікацій і коли ступінь розпушення та оструктурення ґрунту по глибині щілини не мають вирішального значення. Такі вимоги, звичайно, висувають до кабелеукладачів, укладачів світловодів, блокомодулів гнучких трубопроводів термогідромеліоративних систем, безтраншейних укладачів, які працюють у легких (коефіцієнт фільтрації більше 0,3 м/добу) і середніх (коефіцієнт фільтрації дорівнює 0,1...0,3 м/добу) ґрунтах.

До основних параметрів двоярусних ножів відносяться: їх ширина, кути і глибина різання, питомий опір різанню наступним (нижнім) ножем, зміщення ножів по горизонталі (рис. 22.10).



Національний університет
водного господарства
та природокористування

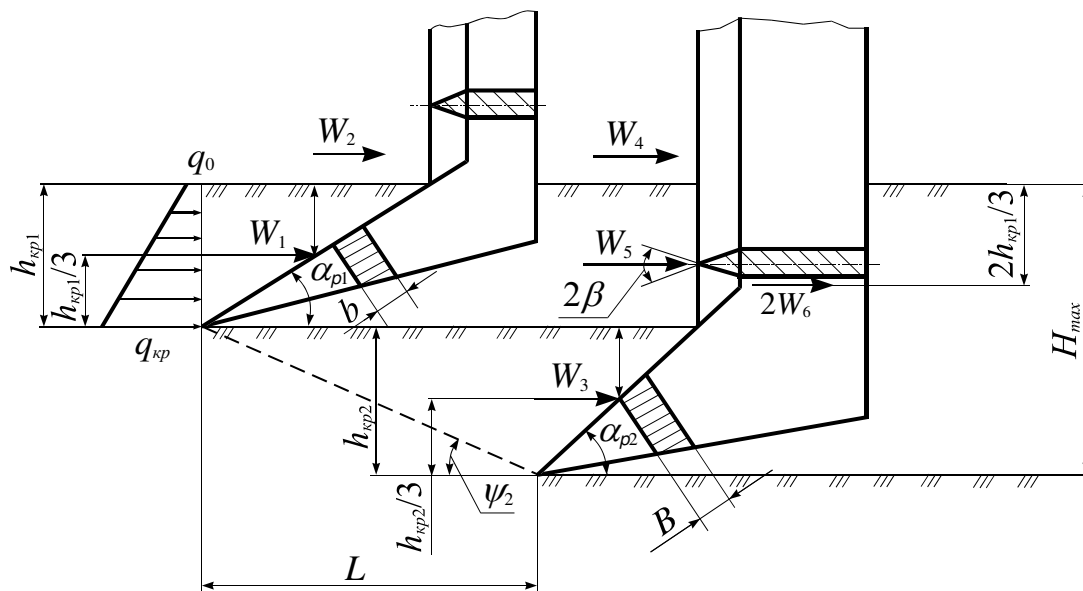


Рис. 22.10. Схема двоярусної розробки щілини

Критична глибина різання відповідно для верхнього (попереднього) $h_{кр1}$ та нижнього (наступного) $h_{кр2}$ ножів дорівнює

$$h_{кр1,2} = \frac{a_{1,2}}{(tg \alpha_{p1,2})^{n_{1,2}} k_{неп}} b, \quad (22.20)$$

де: $a_{1,2}$, $n_{1,2}$ - коефіцієнти апроксимації, які залежать від фізико-механічних властивостей ґрунту (див. табл. 3.1); $\alpha_{p1,2}$ - кути різання верхнього та нижнього ножів; $k_{неп}$ - відношення глибини зони гарантованого сколювання ґрунту h_c до критичної глибини різання $h_{кр}$ ($k_{неп}=0,90...0,95$); b - ширина різання ножами;

$$b = d_{н.к} + 2t + 2\delta, \quad (22.21)$$

де: $d_{н.к}$ - максимальний діаметр підземних комунікацій; t - товщина бокової стінки ножа; δ - зазор між підземним об'єктом, що укладається, та боковими стінками ножа.

Кут різання верхнього ножа

$$\alpha_{p1} = \arctg \left[\frac{1+n_1}{n_1} \cdot \frac{f+f_{он}}{\frac{K_2}{q_{сер}} - (1-f \cdot f_{он})} \right], \quad (22.22)$$

де: f - коефіцієнт зовнішнього тертя ґрунту (для супіску - $f=0,4$; для суглинку - $f=0,3$; для глинистих ґрунтів - $f=0,25$; для інших - $f=tg \varphi$); $f_{он}$ - коефіцієнт опору переміщенню ходового обладнання; $q_{сер}$ - середній нормальний тиск ґрунту на лобову площину ножа (див. (22.12)); K_2 - питомий опір різанню наступним ножом;

$$K_2 = [(1-f \cdot f_{он}) + (f+f_{он}) ctg \alpha_{p2}] q_{сер} + \left[\frac{a_1}{(tg \alpha_{p1})^{n_1}} + \frac{a_2}{(tg \alpha_{p2})^{n_2}} \right] \frac{K_y}{k_{неп}}, \quad (22.23)$$

де K_y - коефіцієнт по Вайнсону А.А. ($K_y=0,02...0,04$).

Числові значення питомого опору різанню K_2 в залежності від кута різання α_{p2} при розробці ґрунту на критичну глибину приведені в таблиці 22.1.

Таблиця 22.1

Значення питомого опору різанню K_2 , МПа

Кут різання,	При опорі робочого органа на базу			При опорі робочого органа на лижу		
	твердий	напівтвердий	напівтверда	твердий	напівтвердий	напівтверда

α_{p_2} , град.	супісок	суглинок	глина	супісок	суглинок	глина
20	0,846	0,959	1,06	1,03	1,19	1,33
30	0,692	0,778	0,861	0,797	0,911	0,994
40	0,608	0,680	0,756	0,655	0,761	0,815
50	0,552	0,615	0,685	0,573	0,662	0,697
60	0,509	0,565	0,632	0,520	0,587	0,609

Кут різання α_{p_2} визначається із умови різання з відділенням стружки ґрунту на максимальну проектну глибину укладання підземного об'єкта.

$$\frac{a_1}{(\operatorname{tg} \alpha_{p_1})^{n_1}} + \frac{a_2}{(\operatorname{tg} \alpha_{p_2})^{n_2}} (Z - 1) = \frac{H_{\max}}{b}. \quad (22.24)$$

Для двоножових систем відношення H_{\max}/b не повинно перевищувати: для твердого супіску - 8,8...10,0; для напівтвердого суглинка - 6,8...7,2; для напівтвердої глини - 6,0...6,4. Якщо умова (22.24) не виконується при кутах різання $\alpha_{p_2}=20\ldots60^\circ$, потрібно збільшити ширину ножа.

За залежностями (22.20...22.24) визначені кути різання α_{p_2} (рис. 22.11) та $\alpha_{p_1}^{onm}$ (рис. 22.12) для найбільш ймовірних типів ґрунтів.

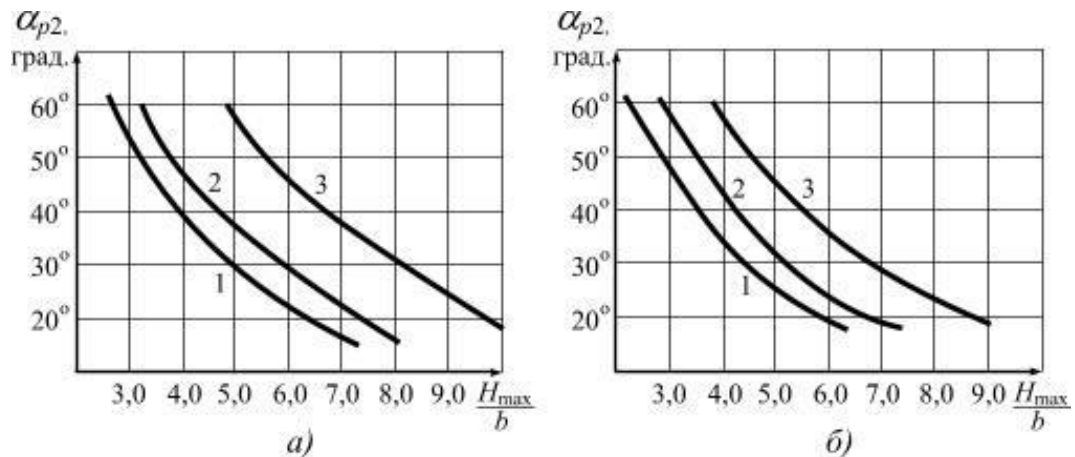


Рис. 22.11. Залежність кута різання наступного ножа α_{p_2} від відносної глибини щілини H_{\max}/b , яка нарізається: а - при опорі на базу; б - при опорі на лижу;
1 - напівтверда глина; 2 - напівтвердий суглинок; 3 - твердий супісок

Зміщення ножів по горизонталі враховують із умови вільного сколювання ґрунту і переміщення його наверх.

$$L \geq h_{kp_2} (\operatorname{ctg} \alpha_{p_2} + \operatorname{ctg} \psi_2), \quad (22.25)$$

де ψ_2 - кут сколювання ґрунту наступним ножем.

$$\psi_2 = a_{\psi_2} + K_{\psi_2} \alpha_{p_2}, \quad (22.26)$$

де a_{ψ_2} , K_{ψ_2} - коефіцієнти інтерполяції (див. табл. 3.1).

Кут загострення ножів 2β знаходять у межах $45^\circ\ldots55^\circ$.

Загальний опір переміщенню двоярусного безтраншейного укладача складається

$$W_{\Sigma} = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6 + W_7, \quad (22.27)$$

де W_1 , W_2 , W_3 , W_4 , W_5 , W_6 , W_7 - опори відповідно сколюванню ґрунту першим та другим ножами, переміщенню опор ножів (W_3 , W_4), розрізанню ґрунту стояком другого ножа, тертю ґрунту по бокових стінках ножа і переміщенню ходового обладнання.

$$W_1 = q_{cep} (1 + f \operatorname{ctg} \alpha_{p_1}) b h_{kp_1}, \quad (22.28)$$

$$W_2 = q_{cep} (1 + f \operatorname{ctg} \alpha_{p_2}) b h_{kp_2}, \quad (22.29)$$

$$W_3 = q_{cep}(\operatorname{ctg} \alpha_{p1} - f) f_{on} b h_{kp1}, \quad (22.30)$$

$$W_4 = q_{cep}(\operatorname{ctg} \alpha_{p2} - f) f_{on} b h_{kp2}, \quad (22.31)$$

$$W_5 = K_y (h_{kp1} + h_{kp2})^2, \quad (22.32)$$

$$W_6 = f \gamma_{zp} l_{\delta} h_{kp1}^2 \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi_0}{2} \right), \quad (22.33)$$

$$W_7 = G_m (f_{on} \pm i), \quad (22.34)$$

де: γ_{zp} - питома вага ґрунту; l_{δ} - довжина бокової грані ножа з укладальником; G_m - вага машини; i - похил місцевості.

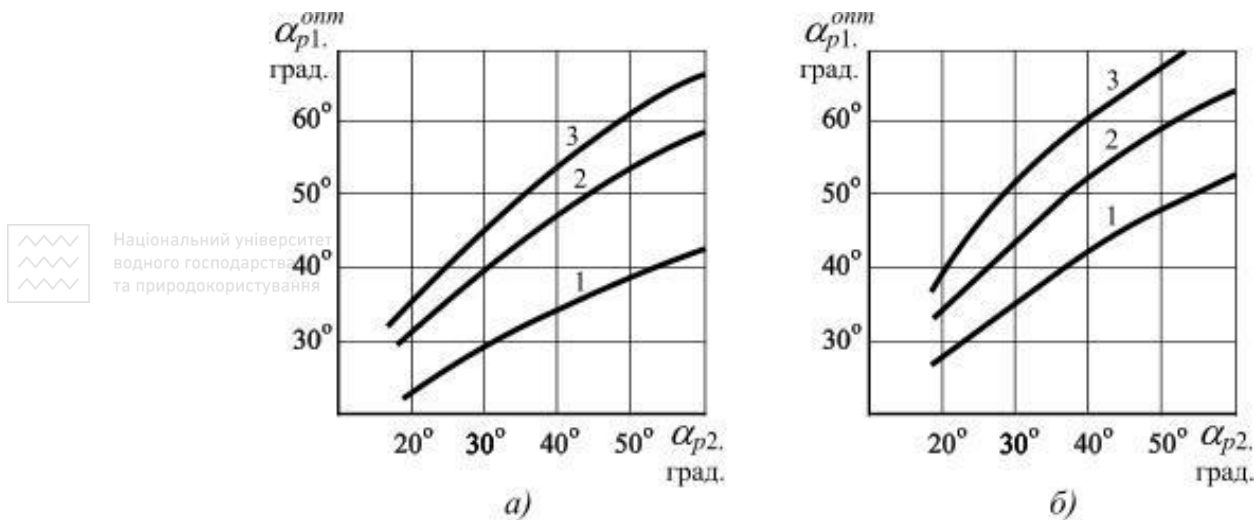


Рис. 22.12. Залежність оптимального кута різання α_{p1}^{opt} попереднього ножа від кута різання наступного ножа α_{p2} : а - при опорі на базу; б - при опорі на лижу; 1 - твердий супісок; 2 - напівтвердий суглинок; 3 - напівтверда глина

22.7. Визначення основних параметрів багатоярусних безвідвальних землерийних робочих органів

Форма і параметри багатоярусних робочих органів залежать від їх цільового призначення, параметрів ЛПО, що укладаються. Так, діаметр ЛПО задає мінімальну ширину щілини і ґрунторозробного інструмента, критичну глибину різання, а отже згідно залежності (22.1) при заданій глибині укладання ЛПО і мінімальну кількість ґрунторозробних ярусів. Якщо кількість ярусів перевищує два ($Z \geq 3$), то виникає проблема вільного транспортування ґрунту із зони різання нижніх ярусів. Поярусне транспортування всього об'єму зруйнованого ґрунту у верхній ярус призведе до суттєвого його ущільнення і витіснення на денну поверхню стояком ЗРО. Підйом ґрунту із нижніх ярусів на денну поверхню проблематичний із-за різкого погіршення умов транспортування і суттєвого підвищення енергоємності робочого процесу при збільшенні глибини щілини. Тому інтуїтивно вибрана багатоярусна конструкція ЗРО без обґрунтованого вибору форми і параметрів ярусів, а також напрямку транспортування ґрунту, не дозволяє уникнути техногенно-екологічних змін у навколишньому середовищі і знизити енергоємність багатоярусного різання.

Для вирішення цієї проблеми на кафедрі „Будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання” Національного університету водного господарства та природокористування (м. Рівне) розроблені багатоярусні ЗРО, в яких ширина ярусів збільшується від нижнього ярусу до верхнього закономірно. Робота їх ґрунтується на принципах незалежності роботи попередніх ґрунторозробних органів від наступних і рівності витрат ґрунту в суміжних ярусах.

Приклад реалізації принципів показаний на рис. 22.13. Процес формування щілини

здійснюється ґрунторозробними органами, які рознесені по вертикалі на величину $h_k = h_z (\operatorname{ctg} \alpha_p \cdot \operatorname{tg} \beta_{TP})^{Z-K} \leq h_{KP}$, де h_k - висота k -го ярусу; K - його порядковий номер, рахуючи зверху вниз; h_z , h_{KP} - висота розробки ґрунту в нижньому ярусі та критична глибина різання в k -му ярусі як функції фізико-механічних властивостей ґрунту і геометричних параметрів ножа; Z , α_p , β_{TP} - відповідно кількість ярусів, кути різання ґрунторозробних органів і нахил несучої рами до горизонту в напрямку руху (при рівності $\alpha_p = \beta_{TP}$ маємо рівномірне рознесення $h_k = h_z$). Таке розміщення ґрунторозробних органів на нахилений в напрямку руху рами виключає можливість перекриття їхніх проекцій на горизонтальну і фронтальну площини, а тим самим забезпечує принцип незалежності роботи попередніх органів від наступних.

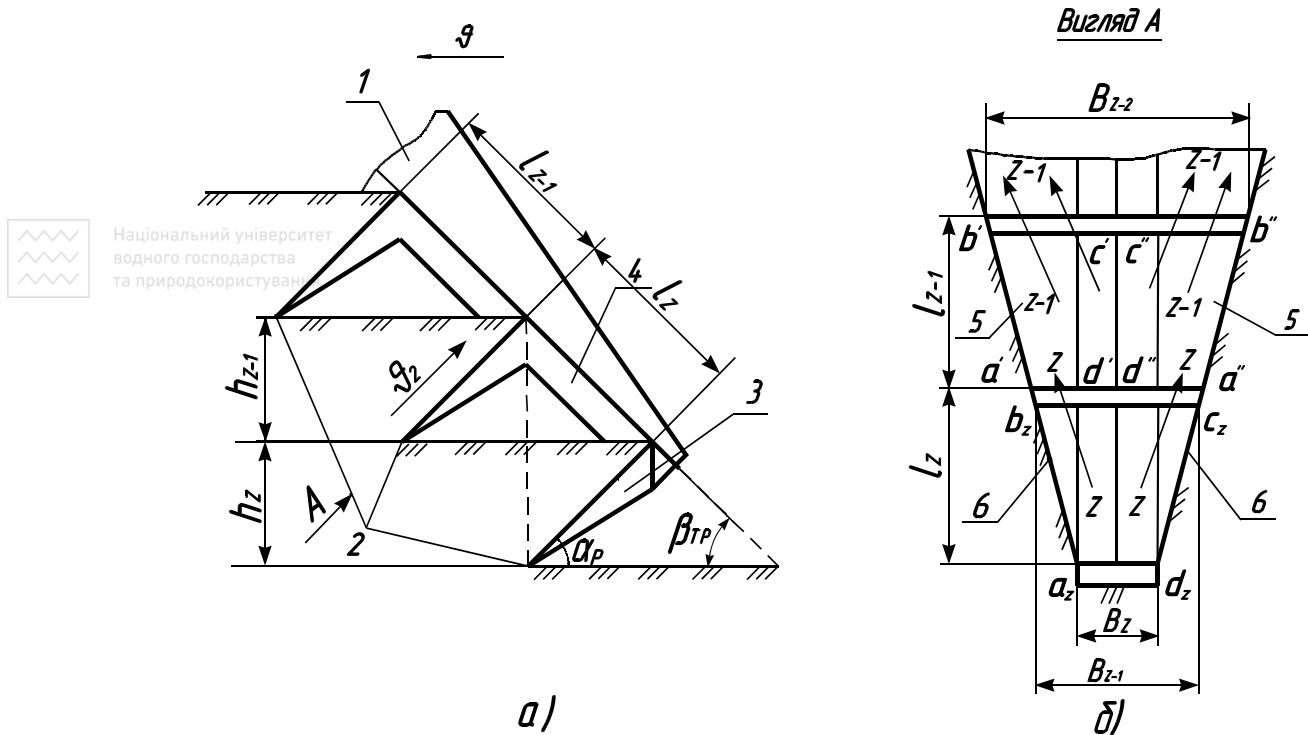


Рис. 22.13. Реалізація принципів незалежності роботи ґрунторозробних органів і рівності витрат ґрунту в суміжних ярусах:

a - вигляд збоку; b - вигляд по стрілці A ; 1 - несуча рама; 2 - різальні кромки; 3 - напрямні; 4 - клиноподібний розсікач; 5 - прохідні вікна; 6 - бічні стінки

Ширина ярусів B_z , B_{z-1} , B_{z-2} змінна, збільшується від нижнього ярусу до верхнього закономірно. Вибір ширини базується на принципі рівності витрат ґрунту, що подається з нижнього в суміжний верхній ярус. Маса ґрунту, що надходить на ґрунторозробний орган за одиницю часу в нижньому ярусі, дорівнює добутку площі фронтальної проекції трапеції $a_z b_z c_z d_z$ (див. рис. 22.13), що утворюється різальними кромками 2 двох суміжних ґрунторозробних органів і бічних стінок щілини 6 (площа поперечного перерізу зрізаного шару ґрунту), на переносну швидкість робочого органа ϑ і на природну щільність ґрунту ρ . Маса ґрунту, що проходить за той же час через прохідні вікна 5 в суміжному верхньому ярусі між різальними кромками 2, рамою 1 і бічними стінками 6 щілини, дорівнює добутку площі $a' b' c' d' + a'' b'' c'' d''$ на відносну швидкість ґрунту ϑ_r і на щільність ґрунту ρ_{zp} після розробки в нижньому ярусі. З огляду на ту умову, що трубоукладач не повинен ущільнювати і по-гіршувати природну структуру ґрунту, закономірно прийняти $\rho_{zp} = \rho$. Таким чином, принцип можна записати в такому вигляді

$$\frac{B_z + B_{z-1}}{2} h_z \vartheta \leq \left(\frac{B_{z-1} + B_{z-2}}{2} - B_z \right) \frac{h_{z-1}}{\sin \beta_{TP}} \vartheta_r, \quad (22.35)$$

де h_{z-1} - висота другого знизу ярусу.

Площа прохідних вікон регулюється кутом нахилу несучої рами до горизонту β_{TP} .

Зруйнований ґрунт скочає по напрямній 3 нижнього ярусу, обгинає клиноподібний розсікач 4 і через два прохідних вікна 5 транспортується з мінімальним ущільненням у верхній суміжний ярус, що звільнений від ґрунту попереднім ґрунторозробним органом. Розробка і транспортування ґрунту в наступних верхніх ярусах здійснюється аналогічно як у нижньому ярусі.

Реалізація принципів при кількості ґрунторозробних органів $Z \geq 3$ дозволяє проводити поярусну розробку і транспортування мінімальних обсягів ґрунту з мінімальним ущільненням і енерговитратами. Вперше з'являється можливість керованого поярусного транспортування і укладання ґрунту в щілину, здійснювати його перемішування і оструктурування, оскільки за рахунок нахилу рами розробка ґрунту верхнім ґрунторозробним органом здійснюється попередньо всіх наступних і проходить почергове (зверху вниз) обвалення шарів.

До основних параметрів багатоярусних безвідвальних робочих органів відносяться кількість і параметри ярусів та їх опір переміщенню. Основні геометричні і технологічні параметри показані на рис. 22.14.

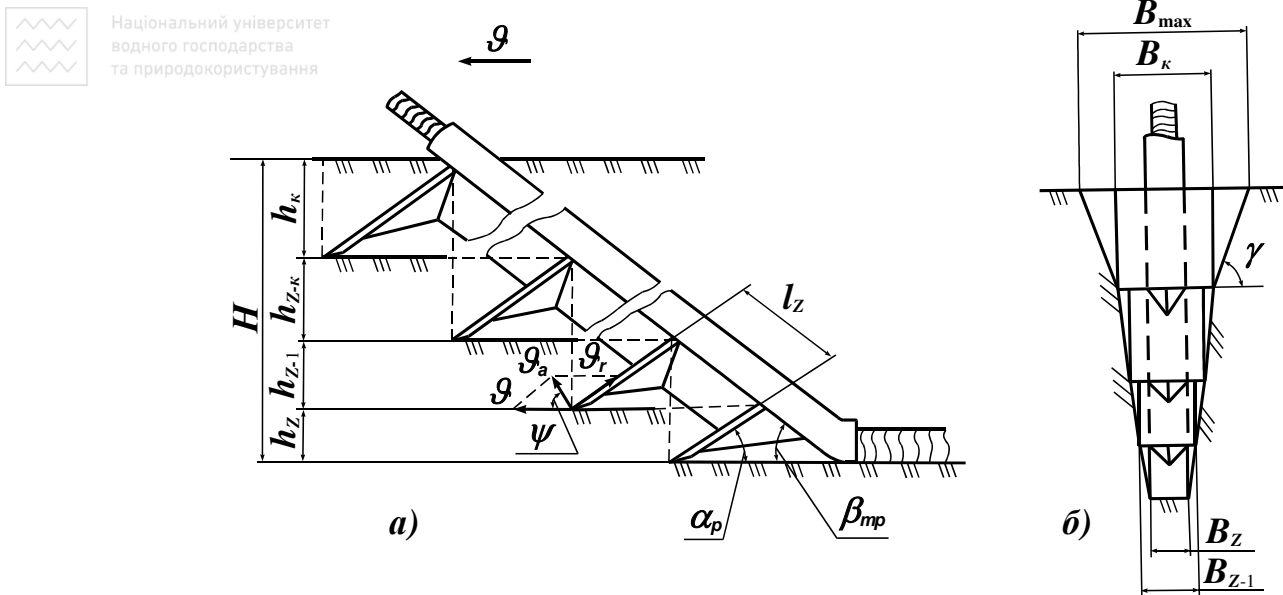


Рис. 22.14. Форма і параметри багатоярусного безвідвального ЗРО:
а - профільна проекція; б - фронтальна проекція

Методика визначення параметрів наступна.

Перш за все із залежності (22.20) вибирають ширину B_Z самого нижнього ґрунторозробного органа.

Кути різання ґрунторозробних органів назначають у межах $30...35^\circ$ (оптимальний кут різання для нижніх ярусів).

Визначають критичну глибину різання для самого нижнього ярусу із залежності (22.20)

$$h_Z = h_{kp2} = \frac{a_2 B_Z}{(\operatorname{tg} \alpha_p)^{n_2} k_{nep}}. \quad (22.36)$$

Вибирають рівномірне рознесення ґрунторозробних органів по вертикалі на h_Z ($\beta_{TP} = \alpha_p$).

Визначають число ярусів для рівномірного рознесення ґрунторозробних органів

$$Z_{яp} = \frac{H_{\max}}{h_Z}. \quad (22.37)$$

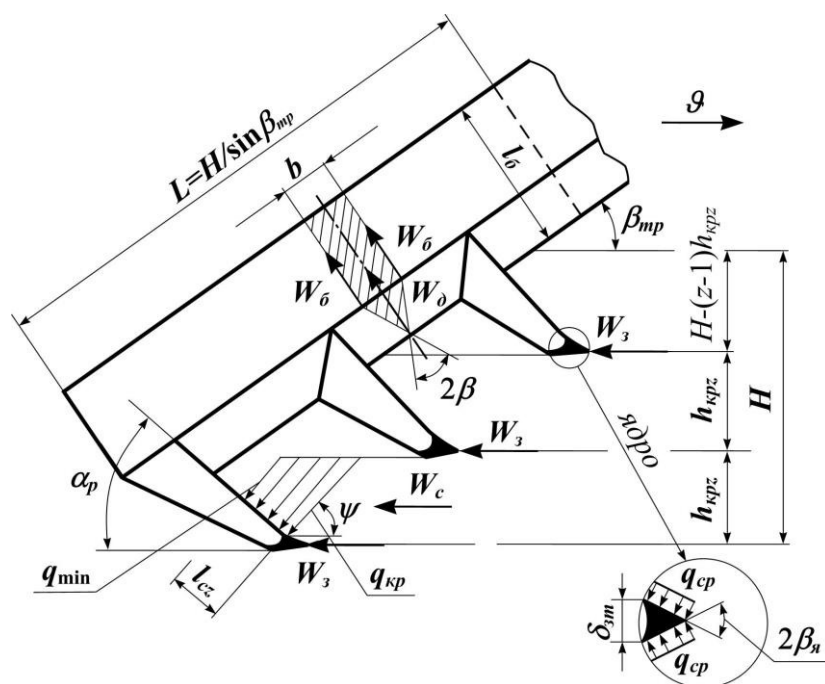
Ширина ґрунторозробних органів B_1, B_2, \dots, B_Z визначається з урахуванням принципів створення ЗРО:

- рівності витрат ґрунту в суміжних ярусах (витрата ґрунту, який поступає на ґрунто-розробний орган у нижньому ярусі, не перевищує витрати ґрунту, який проходить через прохідні вікна в суміжному верхньому ярусі)

$$B_{\kappa} = \left[1 + \frac{2(Z_{yp} - K)}{3\theta - 1} \right] B_z^*, \quad (22.38)$$

$$\theta = \frac{\sin \psi}{k_p \sin \beta_{mv} \sin(\alpha_p + \psi)}, \quad (22.39)$$

Особливістю багатоярусних ЗРО є багатолезовість. Наявність декількох різальних кромek змушує враховувати їх затуплення в процесі виготовлення та експлуатації. На затуплених кромках формуються постійні ґрунтові ядра ущільнення, які призводять до збільшення опору переміщенню ЗРО пропорційно кількості ґрунторозробних елементів. Визначимо сумарний опір переміщенню багатоярусного ЗРО на основі знання довжини лемеша і форми ґрунтового ядра ущільнення. Розрахункова схема показана на рис. 22.15.



Сумарний опір переміщенню багатоярусного робочого органа складається із опорів статичного різання ($W_c + W_3$), динамічного напору ґрунту W_∂ , а також від сил тертя ґрунту по бічних стінках стояка W_δ

$$W_{\Sigma} = W_c + W_3 + W_{\delta} \sin \beta_{mn} + 2W_{\delta} \sin \beta_{mn}, \quad (22.40)$$

Визначимо кожну з цих складових

$$W_c = W_1 + \sum_{K=2}^{Z-1} W_K + W_Z, \quad (22.41)$$

* Модель запропонована інженером Косяком О.В.

де: W_1, W_K, W_Z - горизонтальні складові повного опору ґрунту сколюванню відповідно у першому, середніх і нижньому ярусах; Z - кількість ґрунторозробних елементів (ярусів). У останньому (нижньому) ярусі ґрунт розробляється на критичну глибину ($h_p = h_{kpZ}$). Тому, якщо спроектувати всі сили, які діють у цьому ярусі на леміш, маємо

$$W_Z = q_{cpZ} B_Z l_{cZ} (\sin \alpha_p + f \cos \alpha_p), \quad (22.42)$$

де: q_{cpZ} - середній тиск ґрунту на леміш у нижньому ярусі; B_Z, l_{cZ} - відповідно ширина і довжина лемеша в тому ж ярусі; α_p - кут різання лемеша; f - коефіцієнт зовнішнього тертя ґрунту.

Найбільший опір виникає на стадії заглиблення в момент дещо попередній стабілізації процесу різання. В цьому випадку

$$q_{cpZ} \approx 0,5 (q_0 + q_{kp}); \quad l_{cZ} \approx \frac{h_{kpZ}}{\sin \alpha_p}. \quad (22.43)$$

Тоді

$$W_Z = q_{cpZ} B_Z h_{kpZ} (1 + f \operatorname{ctg} \alpha_p). \quad (22.44)$$

З урахуванням того, що $B_K > B_Z$, можна записати

$$\sum_{K=2}^{Z-1} W_K = \sum_{K=2}^{Z-1} q_{cpK} B_K h_{kpZ} (1 + f \operatorname{ctg} \alpha_p), \quad (22.45)$$

$$q_{cpK} = q_0 + 0,5 (q_{kp} - q_0) \frac{B_Z}{B_K}, \quad (22.46)$$

де B_K - ширина середніх ярусів.

Аналогічно для верхнього ярусу можна записати

$$q_{cp1} = q_0 + 0,5 (q_{kp} - q_0) \frac{H - (Z-1) h_{kpZ}}{h_{kp1}}, \quad (22.47)$$

$$W_1 = q_{cp1} B_1 [H - (Z-1) h_{kpZ}] (1 + f \cdot \operatorname{ctg} \alpha_p). \quad (22.48)$$

Опір від затуплення різальних кромek для рівномірно розподіленого тиску q_{cp} на ядро ущільнення (див. рис. 22.15) дорівнює

$$W_3 = \delta_{3m} q_{cp} (1 + \operatorname{tg} \varphi_0 \cdot \operatorname{ctg} \beta_y) \sum_{K=1}^Z B_K, \quad (22.49)$$

де: δ_{3m} - товщина затуплення різальних кромek; φ_0 - кут внутрішнього тертя ґрунту; $2\beta_y$ - кут при вершині ґрунтового ядра ущільнення.

Динамічний опір ґрунту на стояк в кожному ярусі дорівнює

$$W_d = q \frac{bH}{Z \sin \beta_{mp}} (1 + f \operatorname{ctg} \beta) = \rho_c B_K h_{kpZ} \frac{\sin^2 \psi}{\sin^2 (\alpha_p + \psi)} \sin \beta \cdot \operatorname{tg} \beta (f + \operatorname{tg} \beta) g^2, \quad (22.50)$$

де: ρ_c - щільність ґрунту, що транспортується; 2β - кут загострення стояка; g - робоча (переносна) швидкість ЗРО.

Опір від сил тертя ґрунту по бічних стінках стояка визначено на основі знання закономірностей зміни активного тиску на вертикальну стінку

$$W_6 = \frac{f \rho_c H^2 g}{2 \sin \beta_{mp}} l_6 \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi_0}{2} \right), \quad (22.51)$$

де: l_6 - довжина бічних стінок робочого органа; g - прискорення вільного падіння ($g=9,81 \text{ м/с}^2$).

Аналіз розрахунків показав, що максимальний опір багатоярусному руйнуванню

виникає в режимі заглиблення ЗРО. При сталому режимі різання цей опір зменшується тим більше, чим менші кути різання α_p і нахилу несучої рами до горизонту $\beta_{тр}$. В сумарному опорі багаторушного руйнування опір від затуплення різальних кромки складає 10...20%, від сили тертя ґрунту по бічних стінках стояка в залежності від глибини розробки складає від 4 до 16%, складова динамічного опору ґрунту при швидкості різання до 1,0 м/с становить тільки 1...2% і 67...70% зусилля витрачається на деформацію зсуву ґрунту.

Таким чином, найбільш суттєвими складовими сумарного опору є опір поярусному зсуву ґрунту, опір від затуплених різальних кромки і від сил тертя ґрунту по бічних стінках, які визначають енергоємність багаторушного руйнування. Для інших типів ґрунтів, незважаючи на зміну розрахункових значень складових по абсолютній величині, їх відсоток у сумарному опорі знаходиться в тих же межах.

22.8. Основні параметри ножа і дренаера кротодренажної машини

Розрахунок виконують у такій послідовності: вибирають основні параметри ножа і дренаера (рис. 22.16); визначають тяговий опір ножа, троса або ланцюга і дренаера, вибирають тяговий засіб (базову машину).



Національний технічний університет України
Київський політехнічний університет
та природокористування

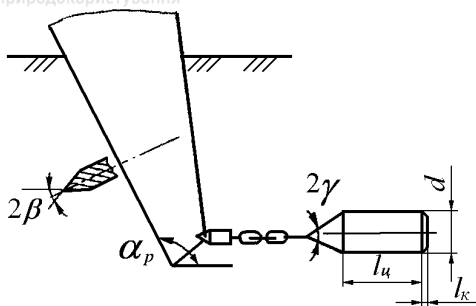


Рис. 22.16. Схема робочого обладнання кротодренажної машини

Товщина і ширина ножа розраховуються з умови міцності. Кут різання вибирається у межах $\alpha_p=100...130^\circ$, кут загострення $2\beta=45...50^\circ$.

Кут загострення дренаерів, як правило, дорівнює $2\gamma=45...55^\circ$. Довжина циліндричної частини дренаера для мінеральних ґрунтів вибирається в таких межах: - для мінеральних ґрунтів - $l_u=0,15...0,20$ м; - для торф'яних ґрунтів - $l_u=1,5d$ м. Діаметр дренаера вибирається з умови стійкості дрени від обвалення: - для мінеральних ґрунтів $d=0,05...0,15$ м; для торф'яних - $d=0,1...0,3$ м. Довжина заднього конуса $l_k=(0,03...0,05)$ м.

Швидкість руху дренаера впливає на якість формування стінок дрени. Для торф'яних ґрунтів $\vartheta=(0,6...1,0)$ м/с, для мінеральних - $\vartheta \leq 1,4$ м/с.

Загальний опір переміщенню робочого обладнання кротодренажної машини дорівнює

$$W_{\Sigma} = W_1 + W_2, \quad (22.52)$$

де W_1, W_2 - опори відповідно переміщенню черенкового ножа і дренаера, кН.

Для мінеральних ґрунтів

$$W_1 = 0,01 C_{y0} H^{1,35} (1 + 0,1 b_n) \left(1 - \frac{90^\circ - \alpha_p}{180^\circ} \right) k_{\beta}, \quad (22.53)$$

де: C_{y0} - показник динамічного щільноміра ДорНДІ (див. табл. 2.2); H - глибина різання, см; b_n - товщина ножа, см; α_p - кут різання ножа, град.; k_{β} - коефіцієнт, який залежить від кута загострення ножа (для $2\beta=180^\circ$, $k_{\beta}=1,0$; для $2\beta=120^\circ$, $k_{\beta}=0,96$; для $2\beta=90^\circ$, $k_{\beta}=0,90$; для $2\beta=60^\circ$, $k_{\beta}=0,83$; для $2\beta=45^\circ$, $k_{\beta}=0,81$).

Для торф'яних ґрунтів

$$W_1 = 0,01 C_1 H^n, \quad (22.54)$$

де C_1, n - коефіцієнти, які залежать від товщини ножа (для $b_n=6,5$ мм, $C_1=20,6$, $n=0,77$; для $b_n=25$ мм, $C_1=21,9$, $n=0,81$; для $b_n=50$ мм, $C_1=27,8$, $n=0,82$; для $b_n=100$ мм, $C_1=31,8$, $n=0,83$).

Опір руху дренаера дорівнює

$$W_2 = a_0 C_{y0} k_{\gamma} d^{n_0} k_{\eta} \cdot 10^{-2}, \quad (22.55)$$

де: a_0, n_0 - експериментальні коефіцієнти, які залежать від типу ґрунту (для мінеральних

ґрунтів - $a_d=0,367$, $n_d=2,88$; для торф'яних ґрунтів - $a_d=2,9$, $n_d=1,62$); k_γ - коефіцієнт, який враховує збільшення горизонтальної складової опору в залежності від кута заточки (2γ) дренера (для торф'яних ґрунтів - $k_\gamma=1$; для мінеральних ґрунтів: якщо $2\gamma=20^\circ$; $k_\gamma=1,61$; $2\gamma=40^\circ$; $k_\gamma=1,10$; $2\gamma=50^\circ$; $k_\gamma=1,0$; $2\gamma=60^\circ$; $k_\gamma=1,02$; $2\gamma=80^\circ$; $k_\gamma=1,08$; $2\gamma=100^\circ$; $k_\gamma=1,12$; $2\gamma=120\ldots180^\circ$; $k_\gamma=1,20$); d - діаметр дренера, см; k_u - коефіцієнт, який враховує тертя ґрунту по циліндричній частині дренера

$$k_u = 1 + \chi_u \frac{l_u}{100}, \quad (22.56)$$

де $\chi_u=0,277$ для $d=50$ мм; $\chi_u=0,1$ для $d=100$ мм; $\chi_u \approx 0$ для $d \geq 130$ мм; l_u - довжина циліндричної частини дренера, мм.

Контрольні питання

1. Класифікація машин для без траншейної прокладки підземних комунікацій.
2. Конструкція установок для проколювання ґрунту.
3. Конструкція установок для протискування ґрунту і горизонтального буріння.
4. Визначення основних параметрів ґрунтопроколюючих пристроїв.
5. Визначення опору переміщенню для одноярусного (традиційного) ножа.
6. Визначення основних параметрів і опору переміщенню двоярусних ножів.
7. Визначення основних параметрів і опору переміщенню багатоярусних безвідвальних землерийних робочих органів.
8. Основні параметри ножа і дренера кротодренажної машини.



Національний університет
водного господарства та природокористування

23. МАШИНИ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ГІДРОМЕХАНІЗАЦІЇ

23.1. Загальні відомості, класифікація

Гідромеханізація - спосіб виробництва земляних робіт, при якому розробка, транспортування і укладання ґрунту здійснюються за допомогою води. Гідромеханізація заснована на властивості швидкорухомої води розмивати ґрунт і переносити його у зваженому стані до місця укладання, де внаслідок зменшення швидкості вода втрачає несучу здатність і частинки ґрунту осідають.

Гідромоніторна розробка ґрунтується на розмиві ґрунту високонапірним струменем води, що направляється у забій гідромонітором (рис. 23.1), або за рахунок всмоктування пульпи (суміш ґрунту з водою) землесосним снарядом (рис. 23.2). Для інтенсифікації розмиву або всмоктування ґрунт звичайно попередньо розпушують.

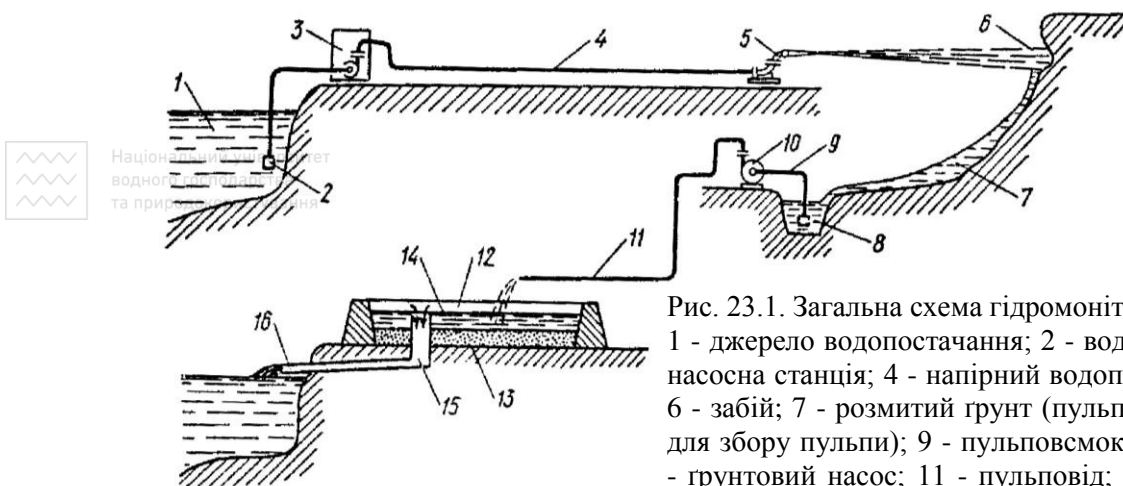


Рис. 23.1. Загальна схема гідромоніторної розробки ґрунту: 1 - джерело водопостачання; 2 - водозабірний пристрій; 3 - насосна станція; 4 - напірний водопровід; 5 - гідромонітор; 6 - забій; 7 - розмитий ґрунт (пульпа); 8 - зумпф (колодязь для збору пульпи); 9 - пульповсмоктувальний пристрій; 10 - ґрунтовий насос; 11 - пульповід; 12 - ділянка укладання пульпи (карта); 13 - осілий ґрунт; 14 - відстояна вода; 15 - шандорний колодязь для відводу відстояної води; 16 - лоток для скидання відстояної води

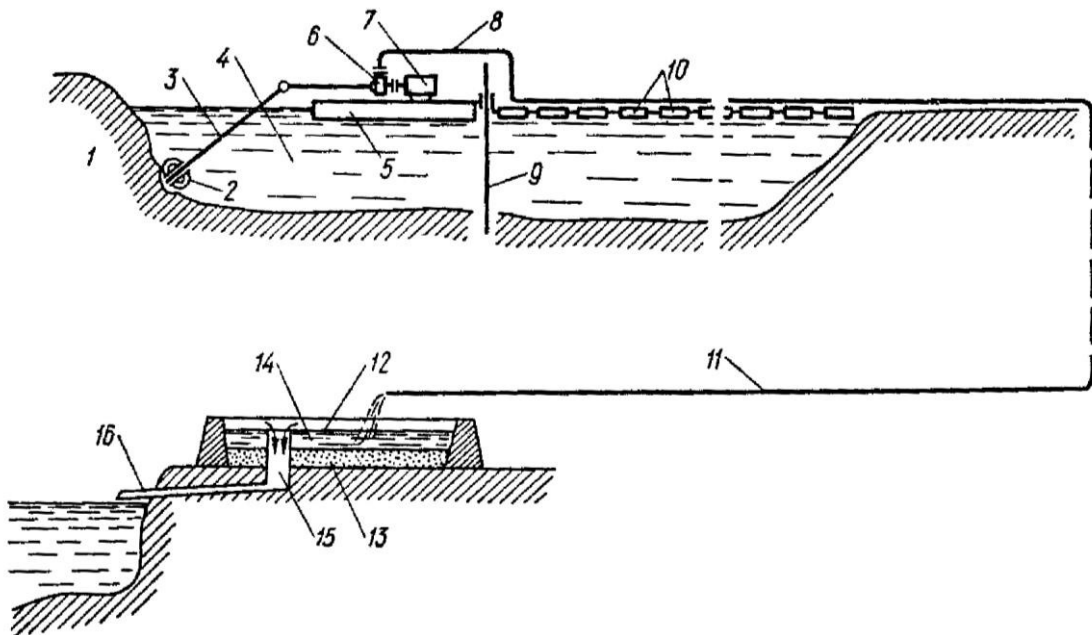


Рис. 23.2. Загальна схема земснарядної розробки ґрунту:

1 - забій; 2 - розпушувач; 3 - всмоктувальний пристрій; 4 - водойма; 5 - понтон; 6 - ґрунтовий насос; 7 - двигун ґрунтового насоса; 8 - напірний пульповід; 9 - пальовий апарат; 10 - поплавки для утримання пульповоду; 11 - сухопутна частина пульповоду; 12 - карта; 13 - осілий ґрунт; 14 - освітлена вода; 15 - шандорний колодязь; 16 - лоток для

скидання освітленої води

Водно-грунтова суміш, що утвориться у забої - пульпа - транспортується по трубах за допомогою спеціальних ґрунтових насосів, а при сприятливому рельєфі місцевості - само-пливом у відкритих каналах.

Ґрунт укладається у відвал або споруду, що намивається, скиданням пульпи на попередньо обваловані ділянки - карти. Внаслідок падіння швидкості руху пульпи зважені частинки ґрунту осідають, а освітлена вода відводиться для скидання або повторного використання (при гідромоніторній розробці).

Укладання ґрунту може супроводжуватися сортуванням його по крупності частинок, що має велике значення при наливі гребель і збагаченні нерудних корисних копалин (піску, гравію і т.п.).

Гідромеханізація відрізняється високими ефективністю і продуктивністю праці (до 300 тис. м³ ґрунту за добу) при відносно простому обладнанні і обмеженому фронті робіт. Особливо широко цей спосіб застосовується в гідротехнічному будівництві. На великих гідротехнічних будівництвах їм виконується до 70...80% загального обсягу земляних робіт. Крім того, гідромеханізація застосовується у спеціальних областях будівництва і гірських робіт (для видобутку і збагачення піску і гравію, при кесонних роботах, розкритті родовищ корисних копалин, наливі площадок під будівництво цивільних і промислових об'єктів, видобутку вугілля, торфу).



Національний технічний університет України
Київський політехнічний університет
та гірничо-вугільний факультет

23.2. Гідромонітори

Гідромонітор - пристрій для створення і напрямку високонапірного струменя води при виконанні земляних робіт способом гідромеханізації.

Загальні вимоги до гідромоніторів полягають у створенні компактного струменя води, що не розчленовується до досягнення ґрунтового масиву; у надійності конструкції, простоті розробки і заміни вузлів і деталей; мінімальних втратах напорів; у легкій керованості і безпеці.

Гідромонітори розрізняють за способом керування (ручні і дистанційні), за рухливістю (переставні і самохідні), за дальністю дії (далекої і ближньої дії); за напором води (низьконапірні з тиском до 1,2 МПа і високонапірні з тиском більшим 1,2 МПа).

Основною тенденцією розвитку гідромоніторної розробки ґрунту є створення і більш широке застосування нових ефективних конструкцій самохідних і дистанційно керованих гідромоніторів. Разом з тим, велике поширення мають переставні гідромонітори з ручним керуванням, тому що за вимогами техніки безпеки гідромонітори з ручним керуванням не можна встановлювати поблизу забою, застосовуються, звичайно, гідромонітори далекої дії.

Щоб подавати водяний струмінь у різні точки забою, у сучасних конструкціях гідромоніторів передбачена можливість кругового повороту стовбура у горизонтальній площині, а у вертикальній - на кут 45...75°. Для забезпечення такої рухливості стовбура у конструкції гідромонітора передбачена достатня рухливість з'єднань.

На рис. 23.3, а показана схема гідромонітора з круговим поворотом стовбура.

Для повороту гідромонітора у горизонтальній площині служить шарнір 2, а для повороту у вертикальній площині - шарнір 4. Вода надходить по напірному трубопроводі, що при-єднується до фланця нижнього коліна 1.

Конструкція шарніра 2 повороту у горизонтальній площині показана на рис. 23.3, б. Фланець 14 верхнього коліна 3 з'єднується з нижнім коліном 1 за допомогою роз'ємної по діаметру обойми 10. Між виступом обойми і фланцем нижнього коліна 12 міститься кульковий підшипник 11. З'єднання ущільнюється шкіряним манжетом 13.

Насадка 6 гідромонітора нагвинчується на різьбу стовбура. Кожен гідромонітор забезпечується декількома змінними насадками, що дозволяє змінювати діаметр струменя і витрати води. Для напрямку потоку води після проходження колін і шарнірів у стовбурі встановлені струмененапрямні ребра.

Ручне керування гідромонітором здійснюється водилом 7. У великих гідромоніторах для полегшення керування застосовуються електричні, гідравлічні і штурвальні механічні системи керування.

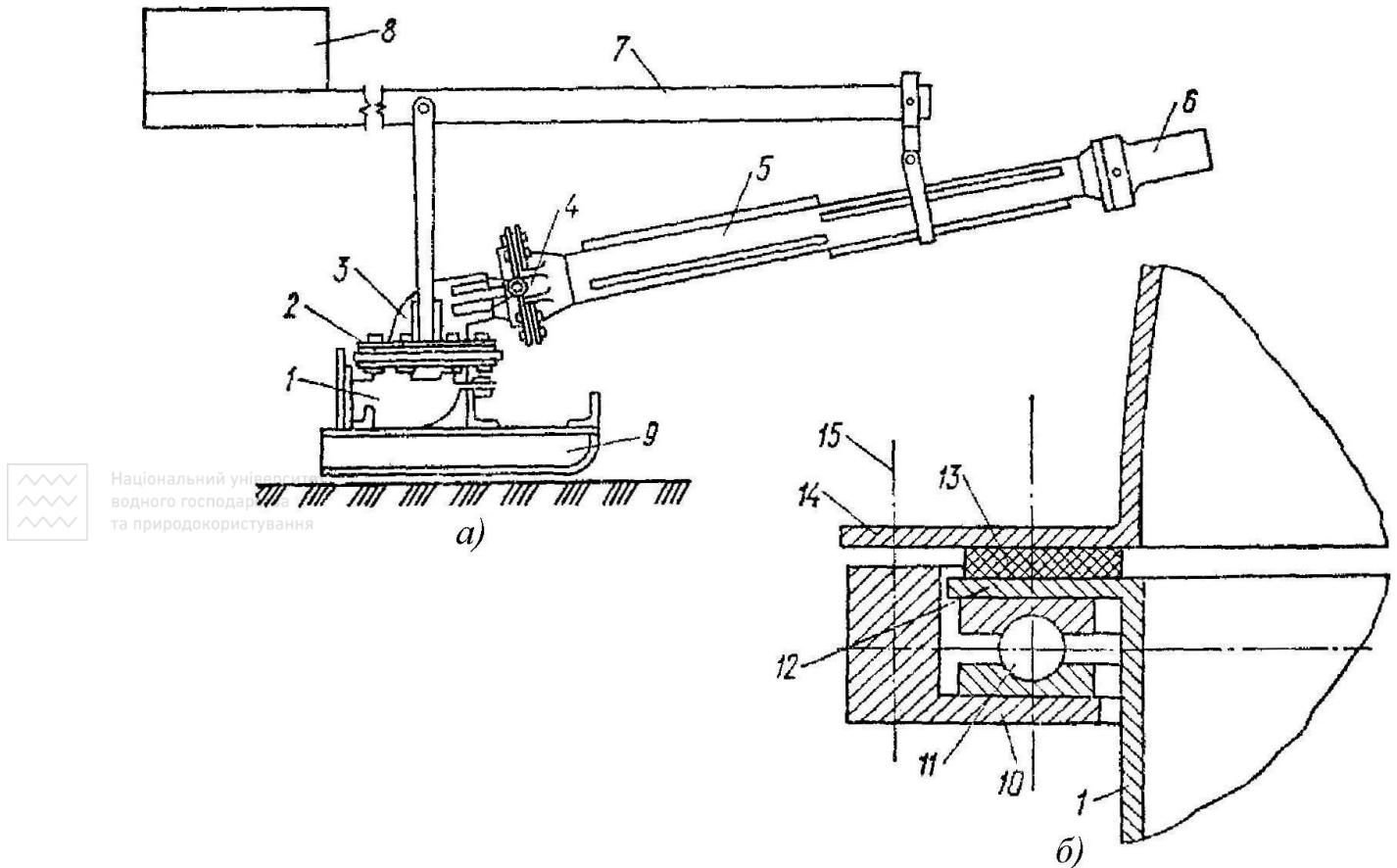


Рис. 23.3. Гідромонітор із круговим поворотом відвала:

а - загальний вигляд; б - схема з'єднання колін; 1 - нижнє коліно; 2 - шарнір повороту стовбура у плані; 3 - верхнє коліно; 4 - шарнір повороту стовбура у вертикальній площині; 5 - стовбур; 6 - насадка; 7 - важіль керування (води́ло); 8 - протизава́га; 9 - сани; 10 - роз'ємна обойма; 11 - кульковий підшипник; 12 - фланець нижнього коліна; 13 - ущільнення; 14 - фланець верхнього коліна; 15 - стяжний болт

Ефективність розробки ґрунтів підвищується при дистанційному керуванні гідромонітором, що дозволяє наблизити цей пристрій до забою і збільшити тиск струменя на ґрунт. Крім того, дистанційне керування підвищує безпеку виконання робіт.

На рис. 23.4, а показана гідромоніторна установка з дистанційним керуванням. Вона складається з гідромонітора 1, електропривода 2, гідросистеми переносного пульта керування 4 і кабіни гідромоніторщика 5. Пульт керування знаходиться на відстані до 30 м від гідромонітора. Електропривод гідросистеми, насос і маслобак встановлені безпосередньо на гідромоніторі.

У схему системи керування (рис. 23.4, б) входять маслобак 17, електродвигун з насосом 18, фільтр 19, запобіжний клапан 16, дроселі 20, манометр 13, чотириходові реверсивні 30-лотники 14 з електричним керуванням. Тиск у системі до 2,5 МПа.

Для повороту стовбура у вертикальній площині служить гідроциліндр 6, а для повороту у плані - гідроциліндр 8. Поворот у плані здійснюється за допомогою каретки з гідравлічним затиском, керованої гідроциліндром 7. Для автоматичного реверсування стовбура у горизонтальній площині служить пристрій, що складається із золотника, крана, зворотного клапана і упорів на каретці.

Найбільш прогресивно розвиваються конструкції самохідних гідромоніторів із гусеничним і крокуючим ходовим обладнанням з дистанційним керуванням.

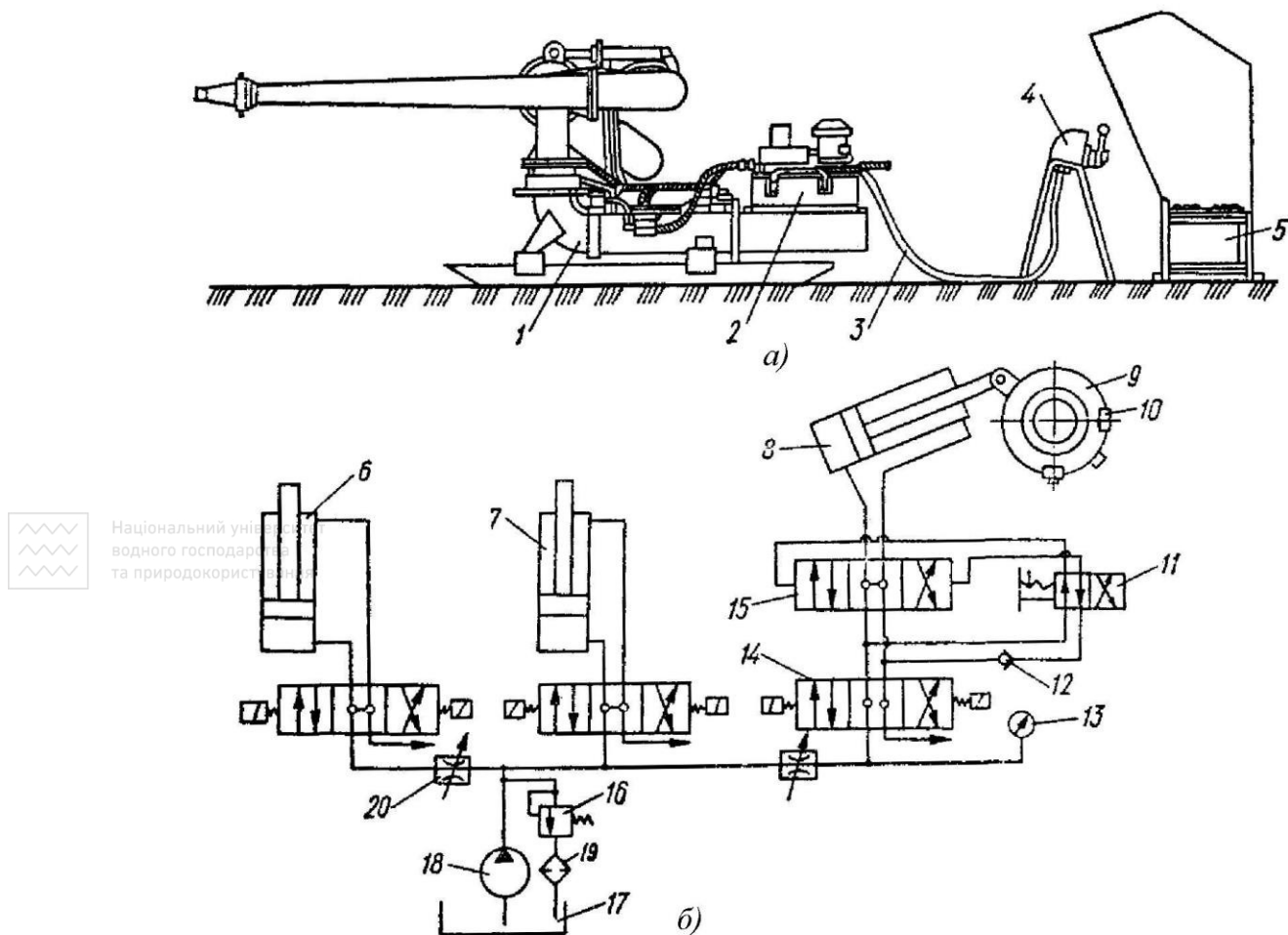


Рис. 23.4. Схеми гідромонітора з дистанційним керуванням:

а - загальний вигляд; б - електрогідравлічна система керування; 1 - гідромонітор; 2 - електропривод гідросистеми; 3 - кабель; 4 - пульт керування; 5 - кабіна; 6 - гідроциліндр повороту гідромонітора у вертикальній площині; 7 - гідроциліндр керування затискачем гідромонітора; 8 - те ж, у плані; 9 - каретка; 10 - упор; 11 - кран; 12 - зворотний клапан; 13 - манометр; 14 - чотириходові реверсивні золотники; 15 - золотник для автоматичного реверсування гідромонітора у плані; 16 - запобіжний клапан; 17 - маслобак; 18 - насос; 19 - фільтр; 20 - дроселі

23.3. Грунтові насоси, землесосні установки і снаряди

Грунтовий насос є основним агрегатом для перекачування пульпи, що являє собою одноступінчастий відцентровий насос однобічного всмоктування. Його конструктивна відмінність від відцентрових насосів для чистої води заключається у пристосуванні всіх пульпопровідних каналів до пропуску ґрунтових включень. Крім того, у ґрунтових насосах передбачений ряд конструктивних особливостей, спрямованих на зниження зносу деталей, що не завжди співпадають з вимогами оптимальних гідравлічних умов. Тому ККД ґрунтових насосів, звичайно, нижчий, ніж насосів, що призначаються для перекачування чистої води.

Для перекачування пульпи з зумпфів до місця укладання служать пересувні забійні землесосні установки, що монтуються звичайно на саях. Основні частини установки - ґрунтовий насос, електродвигун, всмоктувальний патрубок і електролебідка з укосиною для підйому, опускання і утримання всмоктувального патрубку. Для гідротранспорту ґрунту з екскаваторного забою використовуються також землесосні установки з гусеничним, крокуючим і залізничним ходовим обладнанням.

Плавуча землесосна установка, обладнана рядом спеціальних пристроїв, називається земснарядом.

Завдяки рухливості і високій продуктивності земснаряди успішно застосовують у природних водоймах, при штучному затопленні розроблювальної ділянки і будівництві каналів. Будучи плавучими агрегатами, земснаряди не обмежені масою, розмірами, тиском на ґрунт, що дозволяє використовувати на них обладнання найбільшої потужності. Завдяки цьому земснаряди відносяться до самих продуктивних агрегатів гідромеханізації земляних робіт, однак у порівнянні з гідромоніторами вони транспортують пульпу з великим вмістом води.

За силовим обладнанням земснаряди класифікуються на електричні і дизельні; за продуктивністю - на земснаряди малої потужності (до $100 \text{ м}^3/\text{год.}$), середньої ($100 \dots 500 \text{ м}^3/\text{год.}$) і великої (більше $500 \text{ м}^3/\text{год.}$).

Загальна схема земснаряда показана на рис. 23.5. Він являє собою судно з надбудовою. Для утримання земснаряда на робочому місці і для його робочих переміщень служить пальовий апарат 11 і папільонажні лебідки 13, що дозволяють робити віялоподібні переміщення всмоктувального пристрою і поступальний рух земснаряда. Для цього земснаряд закріплюється на одній із двох паль пальового апарата. Поступовим розмотуванням і намотуванням відповідних заякорених канатів земснаряд повертається навколо опорної палі, виїмка ґрунту при цьому виробляється по дузі кола, що окреслюється у плані кінцем всмоктувального патрубку (рис. 23.6). Після переміщення всмоктувального патрубку по всій ширині забою перша паля піднімається, а на дно водойми опускається друга паля. У результаті кінець всмоктувального патрубку може описувати дугу кола навколо нового центра, зміщеного щодо першого у напрямку робочого переміщення земснаряда. Переміщуючи таким чином опору з однієї палі на іншу, здійснюють робоче пересування земснаряда.

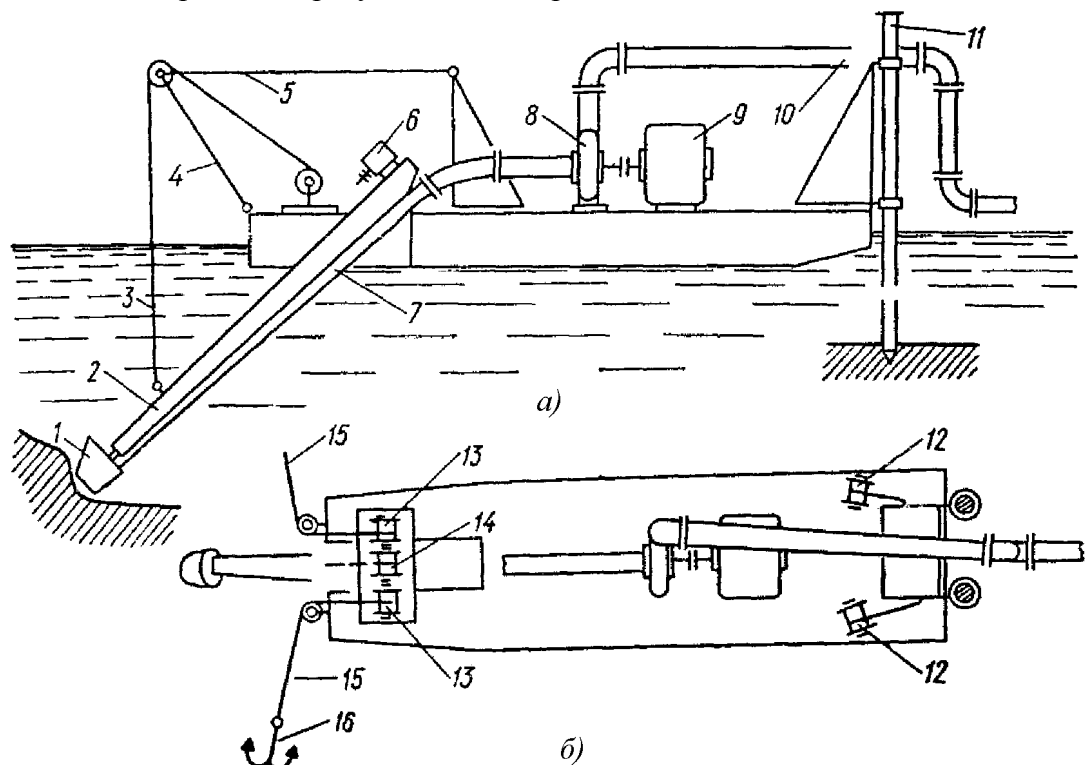


Рис. 23.5. Принципові схеми плавучого землесосного снаряда:

а - вигляд збоку; б - план; 1 - розпушувач; 2 - рама розпушувача; 3 - поліспаст підвіски рами розпушувача; 4 - укосина; 5 - підвіска укосини; 6 - двигун розпушувача; 7 - всмоктувальний патрубок; 8 - ґрунтовий насос; 9 - двигун ґрунтового насоса; 10 - напірний пульповід; 11 - пальовий апарат; 12 - палепідйомна лебідка; 13 - лебідка повороту земснаряда (папільонажна лебідка); 14 - лебідка підйому рами розпушувача; 15

- якірний канат, 16 – якір

Для підйому і опускання паль застосовують кілька способів захоплення. На невеликих земснарядах палі захоплюють за верхній кінець, а на великих застосовують фрикційне захоплення палі, при якому зайвим є пристрій високих металокопункцій пального апарата.

Папільонажна лебідка служить також для підтримування безперервного контакту ґрунтозабірного пристрою з ґрунтовим масивом і створення необхідного напору для механічного руйнування ґрунту розпушувачем.

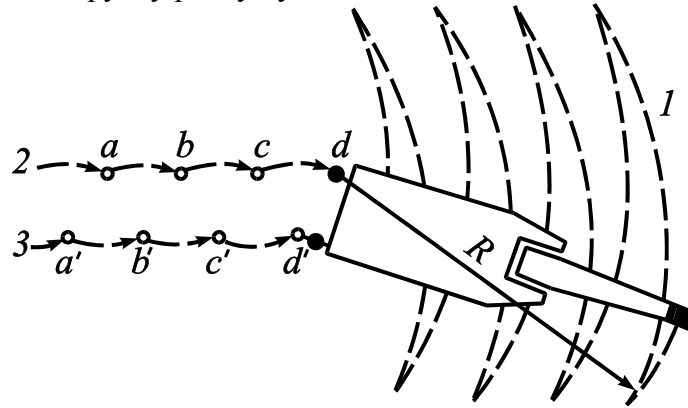


Рис. 23.6. Робочі траєкторії земснаряда:

1 - розпушувач із всмоктувальним патрубком; 2 - ліві палі; 3 - праві палі $a...d$ і $a'...d'$ - відмітки установок паль

23.4. Розрахунок всмоктувального наконечника

При наближенні всмоктувального наконечника до поверхні ґрунту швидкості всмоктувального потоку в просторі між забоєм і входним отвором наконечника зростають і при подальшому наближенні є достатніми для відриву і виносу частин ґрунту в напрямі входного отвору наконечника. Дослідами доведено, що ґрунт всмоктується в основному через осьову зону наконечника незалежно від його нахилу до забою, причому розмивання ґрунту розпочинається біля його стінок і швидко збільшується з глибиною (рис. 23.3).

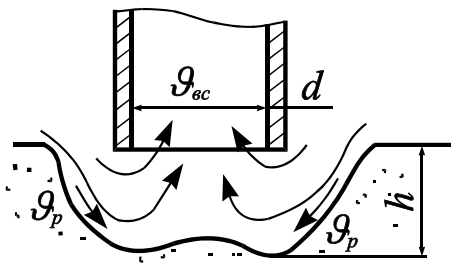


Рис. 23.7. Розрахункова схема всмоктувального наконечника

Важливим кінематичним параметром пульпи у зоні всмоктування є швидкість всмоктування, яка визначається за формулою:

$$g_{ec} = \frac{Q_{ec}}{F_n}, \quad (23.1)$$

де: Q_{ec} - витрати пульпи через наконечник; F_n - площа входного отвору наконечника.

При всмоктуванні пульпи необхідно подолати опір від ваги частинок ґрунту і опір від сил стиску між частинками. Для розрахунків процесу розмивання ґрунту потрібно знати швидкість розмиву g_p , при якій починається масовий відрив частинок ґрунту від забою і їх перенесення. Величина розмиваючої швидкості g_p залежить від розмірів частинок ґрунту, їх густини та форми (для мулу і дрібного піску $g_p=1$ м/с; для середнього піску і суглинку $g_p=(1,2...2)$ м/с).

Швидкість руху пульпи зменшується при віддаленні від наконечника за гіперболічним законом.

Глибина розробки ґрунту всмоктувальним наконечником:

$$h = 0,5d \sqrt{\frac{g_{ec}}{g_p}}, \quad (23.2)$$

де: d - діаметр всмоктувального наконечника; g_{ec} - швидкість пульпи (всмоктувальної суміші води з ґрунтом) у наконечнику. Максимальна продуктивність спостерігається при $g_{ec}=(2...3)g_p$.

На практиці застосовують круглі, овальні та щілиноподібні наконечники. Для запобігання попадання у наконечник великих включень його закривають ґратами.

Діаметр вхідного отвору круглого наконечника:

$$d = \sqrt{\frac{Q_n}{g_{ec}}}, \quad (23.3)$$

де Q_n - продуктивність ґрунтового насоса.

Розміри вхідного отвору еліптичного наконечника з відношенням сторін $\kappa=B/b=1,5...3,5$:

$$b = \sqrt{\frac{\kappa_\phi F_n}{\kappa}}, \quad (23.4)$$

$$B = \kappa \cdot b,$$

де: κ_ϕ - коефіцієнт форми перерізу (враховує відхилення фактичної форми вхідного отвору наконечника від прямокутника); F_n - площа вхідного отвору.

Для збереження неперервності процесу всмоктування пульпи необхідно постійно переміщувати всмоктувальний наконечник у забої, тобто швидкість наконечника v_n має забезпечити задану продуктивність земснаряда по ґрунту. Ця умова запишеться так:

$$\Pi_{zp} = \kappa_0 \cdot F_3 \cdot g_n, \quad (23.5)$$

де: Π_{zp} - задана продуктивність земснаряда по ґрунту; κ_0 - коефіцієнт обвалювання ґрунту; F_3 - площа поперечного перерізу розмитого ґрунту в забої.

За дослідними даними швидкість папілювання для пісків $g_n=7...9$ м/хв.

23.5. Розрахунок всмоктувальних наконечників з фрезерними розпушувачами

У багатьох випадках зусилля всмоктувального потоку води є недостатнім для підводної розробки ґрунту, тому в усіх малогабаритних земснарядах розробка ґрунту додатково проводиться механічними розпушувачами. Завдяки невеликим розмірам і простоті конструкції найбільше застосовуються фрезерні розпушувачі ґрунту.

Фізико-механічні властивості ґрунту під водою суттєво відрізняються від надводних. У підводних ґрунтах зчеплення, кути внутрішнього і зовнішнього тертя зменшуються, а липкість, навпаки, збільшується. Тому при розрахунках необхідно враховувати реальні фізико-механічні властивості підводних ґрунтів.

Необхідна площа вхідного отвору всмоктувального наконечника:

$$F_n = \frac{Q_{ec}}{g_{ec}}. \quad (23.6)$$

Подача ґрунтового насоса по пульпі:

$$Q_n = Q_{ec} \frac{\rho_g}{\rho_n}, \quad (23.7)$$

де ρ_g, ρ_n - відповідно густина води і пульпи.

Швидкість на вході у всмоктувальний наконечник - $g_{ec}=3...4$ м/с, причому для ґрунтів з меншими фракціями відповідають менші значення, для ґрунтів з більшими фракціями - більші.

Швидкість у всмоктувальній трубі:

$$g_m = (1,2...1,25)g_{ec}. \quad (23.8)$$

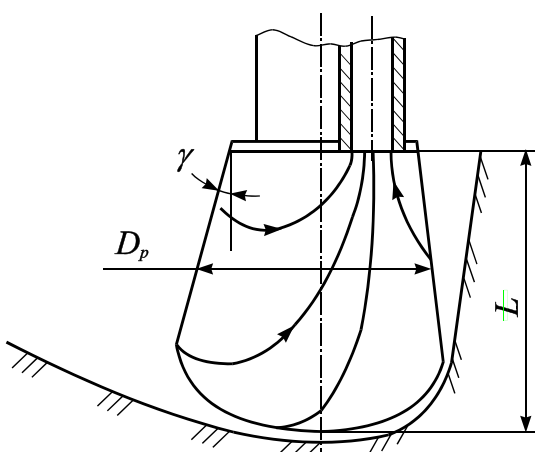


Рис. 23.8. Схема митроподібної фрези

Процеси фрезерування ґрунту і примусова його подача у зону всмоктування регулюються геометричними і кінематичними параметрами фрези і швидкістю папілювання.

Оптимальна зовнішня форма фрези повинна забезпечити найменш енергоємну розробку ґрунту і мінімальний гідравлічний опір руху пульпи у зоні всмоктування.

Цим вимогам задовольняють фрези з більш розвиненим переднім кінцем – так звані митроподібні фрези (рис. 23.8). Вони краще врізаються у ґрунт і повніше вписуються у зону всмоктування.

Максимальний і мінімальний діаметр такої фрези знаходяться з виразів:

$$\left. \begin{aligned} D_{\phi}^{\max} &= D_{\phi} + \frac{L_{\phi}}{3} \operatorname{tg} \nu \\ D_{\phi}^{\min} &= D_{\phi} - \frac{L_{\phi}}{3} \operatorname{tg} \nu \end{aligned} \right\}, \quad (23.9)$$

де D_{ϕ} - середній діаметр фрези:

- для легких ґрунтів:

$$D_{\phi} = 0,23 \Pi_{\Gamma}^{0,35}, \quad (23.10)$$

- для важких ґрунтів:

$$D_{\phi} = 0,21 \Pi_{\Gamma}^{0,35}, \quad (23.11)$$

де ν - кут нахилу твірної фрези до осі обертання ($\nu=12...15^\circ$).

Довжина фрези $L_{\phi}=(0,63...0,92)D_{\phi}$. Кількість ножів фрези: $z_{\phi}=5...8$. Кут різання ножів $30...40^\circ$, кут загострення $20...30^\circ$, задній кут $7...11^\circ$.

Швидкість різання є однією з важливих кінематичних характеристик процесу підводної розробки ґрунту і являє собою швидкість переміщення ножів у складному русі.

Вектор цієї швидкості: $\vec{\vartheta}_{\phi} = \vec{\vartheta}_n^2 + \vec{\vartheta}_0^2$, (рис. 23.9),

або:

$$\vartheta_{\phi} = \sqrt{\vartheta_n^2 + \vartheta_0^2 \pm 2\vartheta_n\vartheta_0 \cos \alpha_1}, \quad (23.12)$$

причому кожен із векторів є дотичним до відповідної своєї траєкторії.

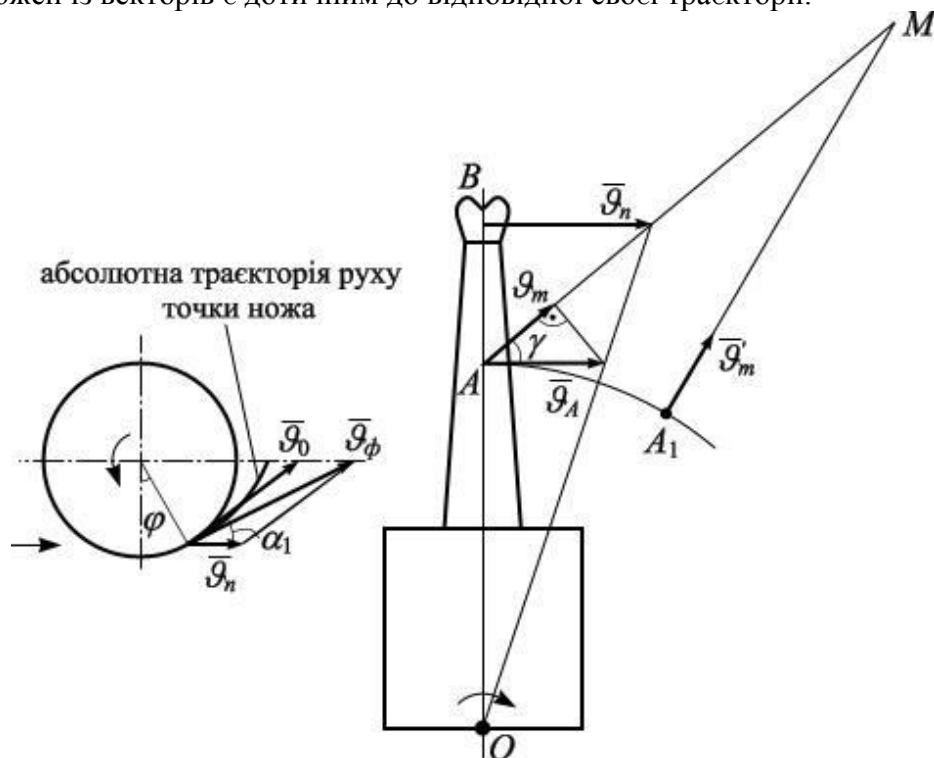


Рис. 23.9. Схема для визначення кінематичних параметрів фрези:
а - схема руху фрези; б - схема руху земснаряда

Швидкість обертання фрези:
$$\mathcal{Q}_0 = \frac{\pi D_\phi n_\phi}{60}.$$

Швидкість папілювання визначає собою кінематику робочих переміщень фрези. Прийmemo, що папілювання здійснюється за допомогою тросо-пальної системи при напірному палевому ході папільонажних лебідок. Тоді місцезнаходження якоря правої лебідки у точці M дає можливість розробити деяку ділянку дна каналу або водоймища. Позначимо через \mathcal{Q}_n - швидкість папілювання, \mathcal{Q}'_m - проекцію швидкості вибирання папільонажного троса на горизонтальну площину і \mathcal{Q}_A - швидкість руху направляючого блока, тоді:

$$\mathcal{Q}_A = \frac{\mathcal{Q}'_m}{\cos \gamma}, \quad (23.13)$$

де γ - кут, який характеризує місцезнаходження папільонажного троса у горизонтальній площині.

Із співвідношення швидкостей виходить:

$$\frac{\mathcal{Q}_n}{\mathcal{Q}_A} = \frac{OB}{OA} \quad \text{і} \quad \mathcal{Q}_n = \mathcal{Q}_A \frac{OB}{OA},$$



Національний університет
водного господарства
та природокористування
або

$$\mathcal{Q}_n = \mathcal{Q}'_m \frac{OB}{OA \cos \gamma \cos \beta}, \quad (23.14)$$

де β - кут нахилу троса у вертикальній площині. На практиці кут $\gamma = +35 \dots -35^\circ$ і $\beta = 0 \dots 40^\circ$.

При роботі земснарядів з фрезерними розпушувачами має бути певне співвідношення між швидкістю руху ножів фрези \mathcal{Q}_ϕ , швидкістю всмоктування пульпи $\mathcal{Q}_{вс}$ і швидкістю папілювання \mathcal{Q}_n . На основі експериментальних даних:

$$\mathcal{Q}_\phi = (0,8 \dots 1,2) \mathcal{Q}_{вс}, \quad (23.15)$$

$$\mathcal{Q}_n = (0,8 \dots 1,2) \mathcal{Q}_\phi. \quad (23.16)$$

Необхідну потужність для привода фрези розраховують за питомою енергоємністю

$$N_\phi = q \Pi_m, \quad (23.17)$$

де q - питома енергоємність, кВт·год./м³; $q = 0,2 \dots 0,7$ кВт·год./м³ у залежності від типу ґрунту.

З іншої сторони

$$N_\phi = P_\phi \mathcal{Q}_\phi. \quad (23.18)$$

Прирівнявши (23.17) і (23.18), можна визначити опір фрезерування

$$P_\phi = \frac{q \Pi_m}{\mathcal{Q}_\phi}. \quad (23.19)$$

Значення q наведені у табл. 23.1.

Таблиці 23.1

Значення питомої енергоємності

Тип ґрунту	q , кВт·год./м ³
Пісок розпушений, торф	0,20...0,30
Суглинок, мул з рослинністю	0,35...0,45
Важкий суглинок	0,45...0,60
Глини легкі	0,60...0,75
Глини важкі	0,75...0,90

23.6. Розрахунок механізму переміщення

При папілюванні (робочому переміщенні ґрунтозабірного пристрою) ґрунтозабірний пристрій має бути у постійному контакті з розроблюваним ґрунтом. Для цього призначені

механізми переміщення, які бувають тросові, палево-тросові і палево-безтросові. Оскільки у малогабаритних земснарядах застосовується, в основному, палево-тросовий механізм, то у подальшому проведемо розрахунок саме цього механізму.

Для здійснення робочого переміщення земснаряда у його носовій частині встановлюють дві палі. Нехай ґрунтозабірний пристрій (рис. 23.10) знаходиться у правій точці забою, палі B заглиблена у ґрунт, а палі A піднята. При допомозі папільонажних лебідок робочий орган буде рухатись по дузі CD , корпус земснаряда повертається на повний кут α . На такий же кут α повертається і лінія AB , яка з'єднує обидві палі. У кінці повороту палі A займе положення A_1 .

Потім палю у положенні A_1 опустимо, а палю B піднімо і папільонажними лебідками корпус земснаряда повернемо по дузі DE . У процесі цих переміщень він переміститься вперед на відстань KM – крок подачі. Очевидно, що $KM = NF$.

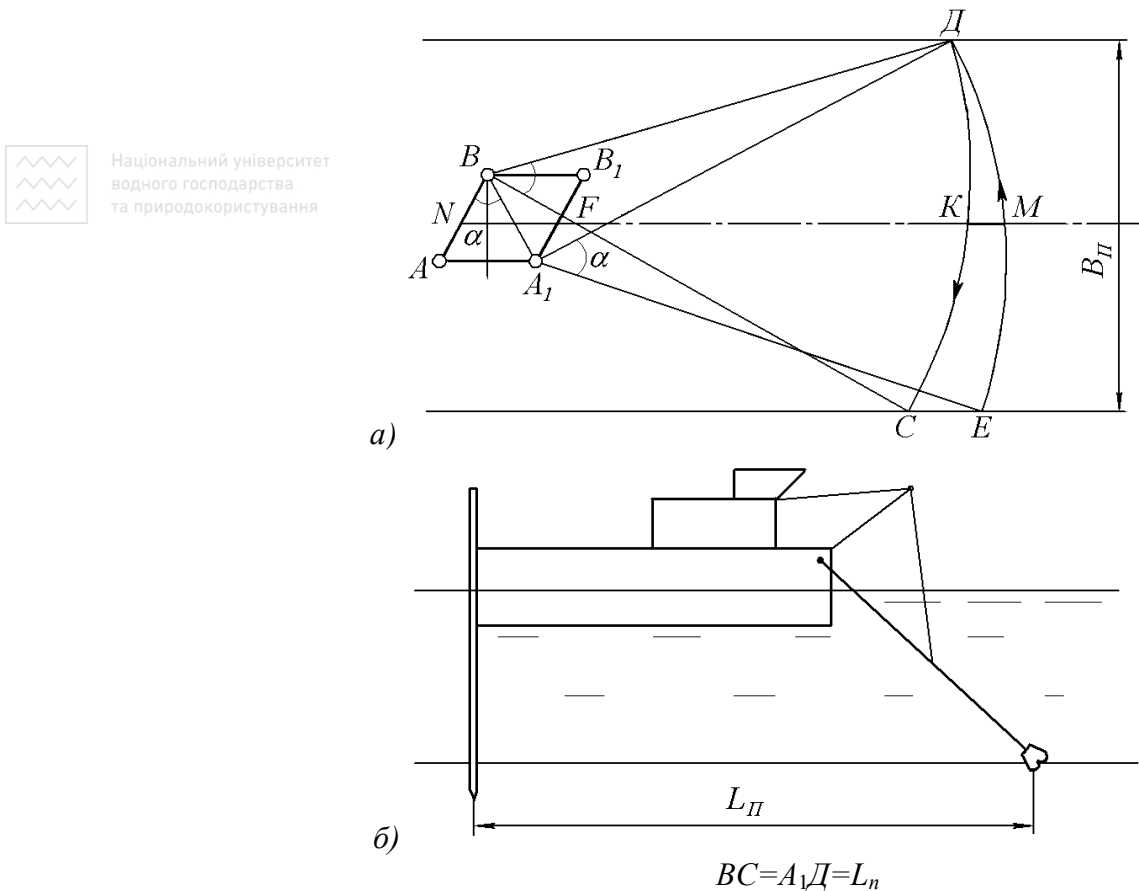


Рис. 23.10. Схема для розрахунку палево-тросового механізму переміщення:
а - у плані; б - у профілі

З рисунка видно, що відстань між палями AB і крок подачі NF залежні між собою, тобто

$$AB = \frac{NF}{\sin \frac{\alpha}{2}}. \quad (23.20)$$

При роботі фрезерних розпушувачів

$$NF = 0,85D_\phi. \quad (23.21)$$

Ширина папільювання B_n визначається за відомою відстанню від палі до робочого органа L_n і кута повороту α

$$B_n = 2L_n \sin \frac{\alpha}{2}. \quad (23.22)$$

При всіх тросових способах і схемах робочих переміщень велике значення має правильний вибір точок закладання папільонажних якорів. Ці точки вибираються з таким розрахунком, щоб якомога менше виникала необхідність перенесення якорів і щоб кути γ_1 і γ_2 між тросами і поздовжньою віссю земснаряда (рис. 23.11) знаходились у заданих межах. При виході величин кутів з цих меж може бути недостатнім зусилля у тросах для здійснення папільонування або буде недостатнім опір ґрунту на опущену палю.

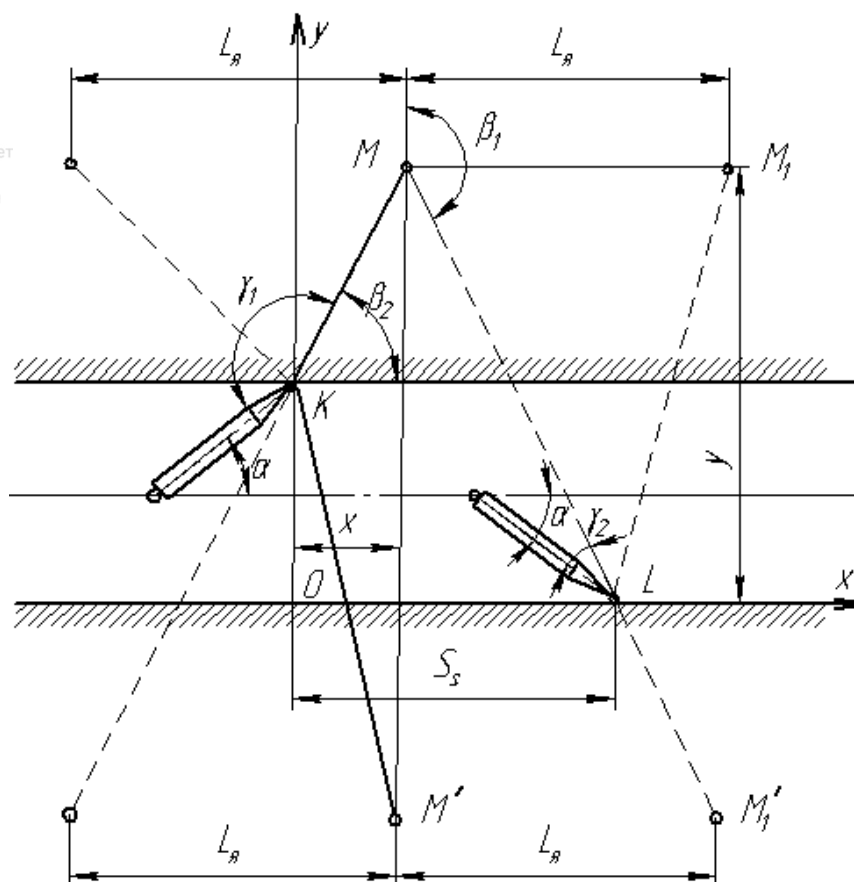


Рис. 23.11. Схеми для визначення відстані між точками закладання папільонажних якорів

де S_3 - величина подачі земснаряда вперед без перенесення якорів. З рисунка (23.7.) видно, що $\beta_2=180^\circ(\gamma-\alpha)$, $\gamma_1=180^\circ-\gamma$ і $S_3=L_{\text{я}}$. Після підстановки цих значень у (23.23), маємо

$$\left. \begin{aligned} x_m &= S_3 - y_m \operatorname{ctg}(\alpha + \gamma_1) \\ y_m &= x_m \operatorname{tg} \beta_2 + B_n \end{aligned} \right\}, \quad (23.23)$$

$$\left. \begin{aligned} x_m &= \frac{L_2 - B_n \operatorname{ctg}(\alpha + \gamma_1)}{2} \\ y_m &= \frac{B_n + L_2 \operatorname{tg}(\alpha + \gamma_1)}{2} \end{aligned} \right\}. \quad (23.24)$$

У рівняннях (23.24) три невідомі: x_m , y_m і L_2 . Для їх визначення задаємося значенням y_m по виробничих або конструктивних умовах. Після цього рівняння (23.24) приймуть вигляд:

$$\left. \begin{aligned} x_m &= (y_m - B_n) \operatorname{ctg}(\alpha + \gamma_1) \\ y_m &= (2y_m - B_n) \operatorname{ctg} 2(\alpha + \gamma_1) \end{aligned} \right\}, \quad (23.25)$$

або, при $\alpha=40^\circ$ і $\gamma_1=35^\circ$:

$$\left. \begin{aligned} x_m &= 0,27(y_m - B_n) \\ y_m &= 0,27(2y_m - B_n) \end{aligned} \right\}. \quad (23.26)$$

23.8. Розрахунок зусилля підйому палі та натягу троса папільонажної лебідки



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Зусилля при підйомі палі

$$P = G + F_m, \quad (23.27)$$

де: G - вага палі; F_m - сила тертя палі об ґрунт при її підйомі. Вага палі G визначається з умови її заглиблення у ґрунт на певну висоту. У процесі папільонування земснаряд повертається навколо палі, як навколо точки опори і передає на неї зусилля від робочого обладнання, тросів папільонажних лебідок, сили вітру і тиску води. При опусканні палі під дією сили власної ваги повинна проникнути у ґрунт на глибину:

$$h \geq 2d, \quad (23.28)$$

де d - діаметр палі.

Сила тертя

$$F_m = \pi k d h, \quad (23.29)$$

де k - питомий опір тертю поверхні палі об ґрунт ($k=7,5$ кПа).

На земснаряд у горизонтальній площині діють такі сили: натяг троса папільонажної лебідки T , сила тиску вітру P_1 , сила тиску води P_2 , горизонтальна складова реакції ґрунту на розпушувач R_1 і реакції ґрунту на палю R_2

$$P_1 = q F_1, \quad (23.30)$$

де q - тиск вітру для закритих водоймищ, $q=0,3$ кПа; F_1 - площа надводної частини земснаряда з боку вітру

$$P_2 = \frac{F_2 g^2 \kappa_1}{2g}, \quad (23.31)$$

де: g - прискорення земного тяжіння; F_2 - площа підводної частини земснаряда з боку течії води; g - швидкість руху течії води; κ_1 - коефіцієнт обтічності корпусу земснаряда ($\kappa_1=0,72$).

$$R_1 = \kappa_2 F_3 \sin \delta \cdot \sin \gamma, \quad (23.32)$$

де: κ_2 - питомий опір різанню ґрунту ножами фрези ($\kappa_2=18$ кПа); F_3 - площа стружки ґрунту, яка відрізається ножом фрези; δ - кут різання.

При розрахунках розглядають два випадки:

- 1) сили P_1 , P_2 напрямлені в бік, протилежний папільонуванню (рис. 23.12, а);
- 2) сили P_1 , P_2 напрямлені вздовж осі земснаряда (рис. 23.12, б).

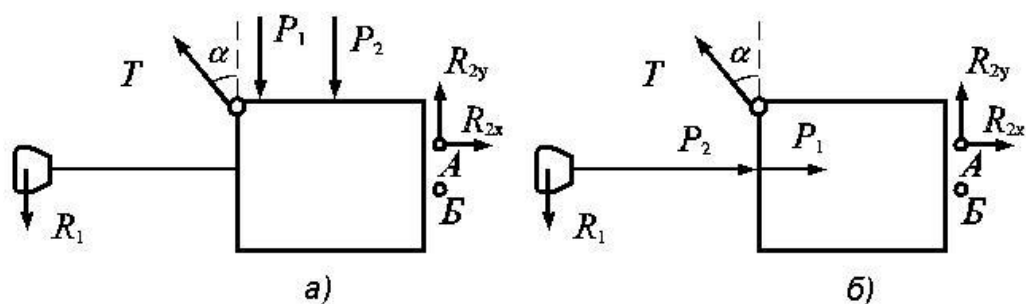


Рис. 23.12. Схема сил, що діють на земснаряд:

a - поперечна схема дії сил P_1, P_2 ; *б* - поздовжня схема дії сил P_1, P_2

З рівнянь статики знаходять невідомі сили з урахуванням, що

$$R_2 = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2}.$$

23.9. Розрахунок розмірів корпусу земснаряда



Основними розмірами корпусу є його довжина L , ширина B , висота H і осадка H_1 . Ці розміри вибирають виходячи з плавучості, стійкості і розмірів очищуваних каналів за формулами:

$$\begin{aligned} \frac{L}{H} &= 7 \dots 28; \\ \frac{B}{H} &\leq 5; \\ \frac{H_1}{H} &\approx 0,3 \dots 0,7; \\ \frac{H_1}{B} &\approx 0,1 \dots 0,35. \end{aligned} \quad (23.33)$$

23.10. Розрахунок гідромоніторів

Витрати води через насадку гідромонітора

$$Q = \vartheta F, \quad (23.34)$$

де: ϑ - швидкість води при виході з насадки; F - площа вихідного отвору насадки.

Враховуючи, що $\vartheta = \mu \sqrt{2gH}$ і $F = \frac{\pi d^2}{4}$, отримаємо

$$Q = \mu \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2gH}, \quad (23.35)$$

де: $\mu = 0,90 \dots 0,93$ - коефіцієнт витрат; d - діаметр насадки; H - напір води; g - прискорення земного тяжіння.

Втрати напору води у гідромоніторі

$$h_g = \xi \frac{\vartheta^2}{2g}, \quad (23.36)$$

де $\xi = 3 \dots 5$ - сумарний коефіцієнт місцевих опорів.

Оптимальна відстань між гідромонітором і забоєм L_{\min} повинна забезпечити безпечну роботу при обвалі ґрунту, а енергія струменя води має бути достатньою для розмивання ґрунту. Перша вимога визначається виразом

$$L_{\min} = \kappa_z h_3, \quad (23.37)$$

де: $\kappa_z = 0,8 \dots 1,2$ - коефіцієнт, який залежить від типу ґрунту; h_3 - висота забою.

Контрольні питання

1. Опишіть гідромоніторний спосіб розробки ґрунту.
2. Опишіть земснарядний спосіб розробки ґрунту.
3. Будова і робота гідромонітора.
4. Будова і робота плавучого землесосного снаряда.
5. Розрахунок всмоктувального наконечника.
6. Розрахунок всмоктувальних наконечників з фрезерними розпушувачами.
7. Розрахунок механізму переміщення.
8. Розрахунок зусилля підйому палі та натягу троса папільонажної лебідк.
9. Розрахунок параметрів гідромоніторів.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

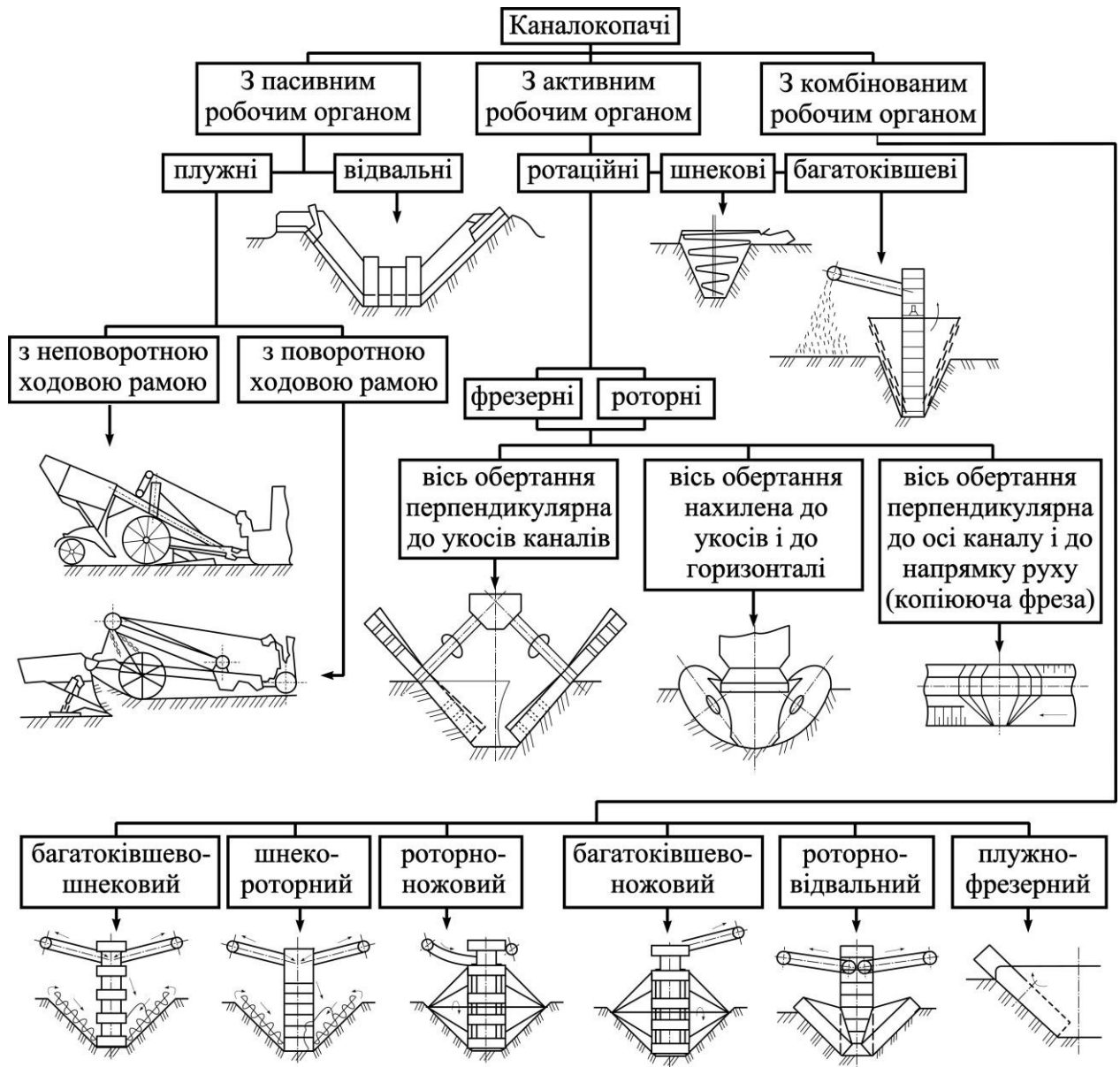
24. КАНАЛОКОПАЧІ

24.1. Загальні відомості. Класифікація

Каналокопачі призначені для копання каналів меліоративних систем (каналів, рівчаків) у ґрунтах I, II і III категорій. Вони розроблюють ґрунт у виїмках або насипах (подушках), переміщують його в одну або обидві сторони від каналу для створення дамб, кавальєрів, або розкидають його на прилеглий до каналу площі з одного чи двох боків.

До каналокопачів ставлять наступні вимоги: прокладання каналів проектних розмірів за один прохід; задовільне планування і чистота дна і укосів каналів; формування дамб; укладання ґрунту в кавальєр або розкидання його рівномірно на один або обидва боки каналу; забезпечення проектних ухилу дна і коефіцієнта закладання укосів; висока прохідність на перезволожених ґрунтах.

Каналокопачі поділяють: за призначенням - для будівництва і ремонту осушувальних і зрошувальних каналів; за способом агрегування робочого органа з базовою машиною - причіпні і навісні; за ходовим обладнанням - на гусеничному і колісному ходу; за типом і конструкцією робочого органа (рис. 24.1) - з пасивним робочим органом (плужні і відвальні), з активним робочим органом (фрезерні, роторні, шнекові, багатоківшеві); з пасивно-активним робочим органом (комбіновані).



24.2. Каналокопачі з плужними робочими органами

Каналокопачі з плужними робочими органами застосовують для копання тимчасових меліоративних каналів в зонах осушення і зрошення. За способом агрегування їх розподіляють на причіпні і начіпні.

Начіпний каналокопач (рис. 24.2) призначений для прокладання тимчасових зрошувальних каналів у ґрунтах І і II категорій.

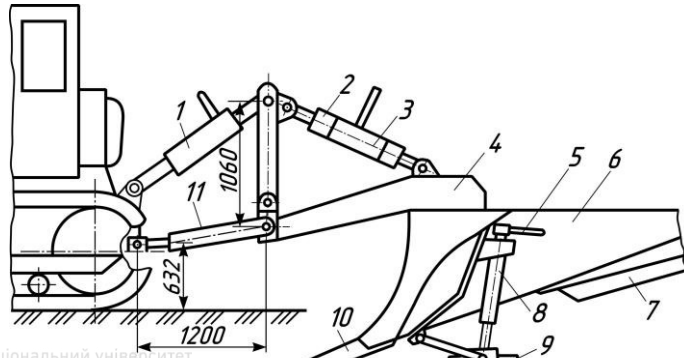


Рис. 24.2. Плужний каналокопач:

1 - верхня тяга начіпки; 2 - талреп; 3 - вказівник глибини копання; 4 - стояк; 5 - розпорка; 6 - полиця; 7 - ущільнювач укосів; 8 - гвинт; 9 - лижа; 10 - леміш; 11 - нижня тяга начіпки

Начіплюється за двоточковою схемою на трактор тягового класу 100 кН. Складається із стояка коробчастого перерізу, двополицевого плужного робочого органа, ущільнювачів укосів і лижі.

Тильний бік верхнього стояка і полиці з'єднані шарнірним гвинтовим пристроєм, що дозволяє змінювати положення полиць, тобто прокладати канали з різним закладанням укосів (від 1:0,75 до 1:1,25).

У робочому положенні каналокопач спирається на лижу,

що обмежує заглиблення лемеша.

Каналокопач обладнаний начіпним пристроєм, що дозволяє залежно від глибини каналу змінювати похил верхньої і нижньої тяг начіпного механізму трактора без зміни положення миттєвого центра повороту начіпної системи. Цим досягають вирівнювання тиску трактора на ґрунт. Каналокопач призначений для нарізування тимчасових зрошувальних каналів глибиною до 0,6 м і шириною по дну до 0,4 м. Робочий орган при закладанні укосів каналу 1:1 встановлюють таким чином, щоб верхні ребра полиць були паралельні поверхні поля. Це досягається шляхом регулювання довжини тяги начіпного обладнання трактора або за допомогою регульовального гвинта.

24.3. Каналокопачі з ротаційними робочими органами

Каналокопачі з ротаційними робочими органами використовують для прокладання каналів в зонах осушення і зрошення глибиною до 1,5 м. Ротаційні робочі органи можуть працювати в двох режимах: у режимі фрез з інерційним розвантаженням ґрунту (колова швидкість на ножах більша 8 м/с) при роботі на легких торфових ґрунтах в зоні осушення і в режимі роторів з гравітаційним розвантаженням ґрунту (колова швидкість на ножах менша 6 м/с) при роботі на важких ґрунтах в зоні зрошення.

Каналокопач (рис. 24.3) прокладає канали в зоні осушення.

Він складається з противаги 15, трактора 1 і робочого обладнання. Для покращення прохідності до гусениць трактора можна прикріплювати поширюючі башмаки.

Робочий орган каналокопача складається з двох нахилених фрез, площини обертання яких паралельні укосам каналу. Ножі фрез розробляють лише частину поперечного перерізу каналу. Нижня частина цілика ґрунту, який залишається після проходження фрез, підрізається зачисним ножом відвала, а верхня частина після розділення її на рівні частини відвалом під дією власної ваги і розпушувачів обвалюється на відвал. Лопатки фрез викидають весь ґрунт по обидва боки каналу. Робоче обладнання змонтоване на рамі, яка кріпиться до начіпної системи трактора за триточковою схемою. При переміщенні на значні віддалі робоче обладнання фіксують спеціальними щокми для безпеки руху і розвантаження гідроциліндра начіпки.

При транспортному переміщенні крутний момент від двигуна передається на гусениці через коробку зміни передач, головну передачу, механізм повороту і бортові редуктори. Для здійснення робочого ходу каналокочач обладнаний гідромеханічним ходозменшувачем. Робочий рух передається через ведучий вал коробки зміни передач на ходозменшувач і на проміжний вал коробки зміни передач. Подальший кінематичний зв'язок залишається таким самим, як і при транспортному ході. Безступінчасте регулювання швидкості робочого ходу забезпечується гідромеханічним ходозменшувачем диференціального типу і насосом. Крутний момент на фрези передається від вала відбору потужності двигуна через коробку зміни передач, ведучий вал гідромеханічного ходозменшувача, розподільну коробку, конічні і плане-тарні редуктори.

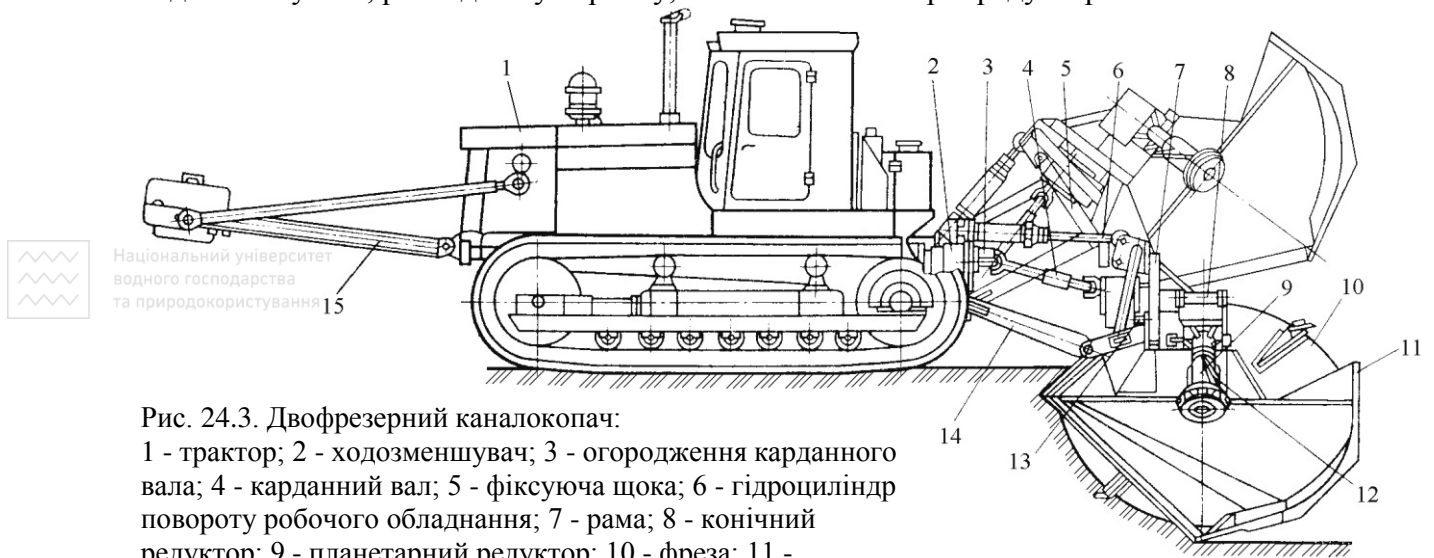


Рис. 24.3. Двофрезерний каналокочач:

1 - трактор; 2 - ходозменшувач; 3 - огороження карданного вала; 4 - карданний вал; 5 - фіксуюча щока; 6 - гідроциліндр повороту робочого обладнання; 7 - рама; 8 - конічний редуктор; 9 - планетарний редуктор; 10 - фреза; 11 - зачисний відвал; 12 - розпушувач; 13 - карданна муфта; 14 - нижня тяга начіпної системи трактора; 15 - противага

Фрези (рис. 24.4) зварені з листової сталі і являють собою конічні диски з лопатками і ріжучими ножами. Ножі закріплюються за допомогою пластин і болтів. Робоча поверхня ножа наплавлена високоміцним сплавом.

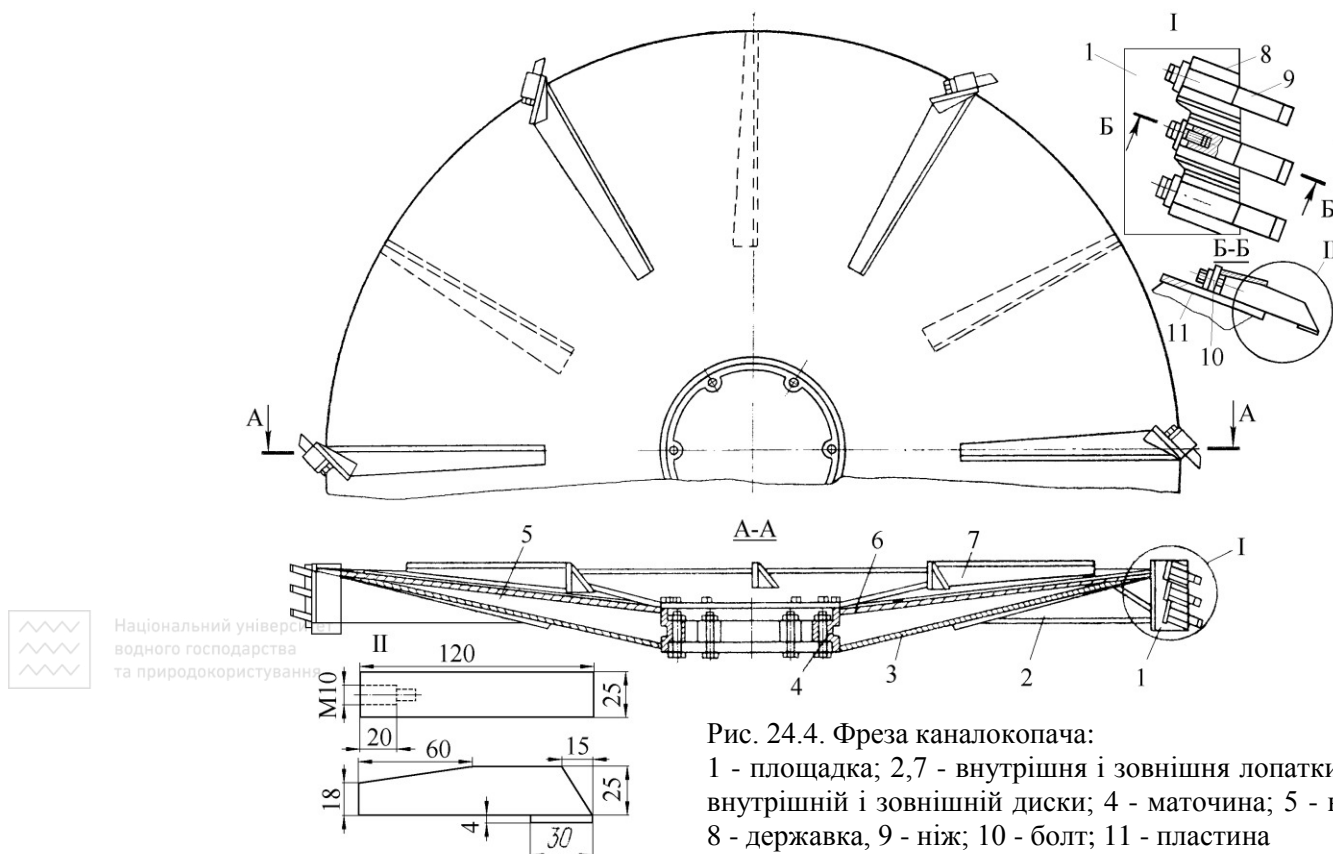


Рис. 24.4. Фреза каналокопача:

1 - площадка; 2,7 - внутрішня і зовнішня лопатки; 3, 6 - внутрішній і зовнішній диски; 4 - маточина; 5 - корпус; 8 - державка, 9 - ніж; 10 - болт; 11 - пластина

Зачисне обладнання зварної конструкції складається з клина, лемеша і відкисників.

Каналокопач, що призначений для прокладання каналів параболічної форми, його фрези нахилені під кутом 52° до горизонту і розвернуті в плані на 14° до осі каналу для одержання параболічного профілю поперечного перерізу каналу.

Двороторний каналокопач призначений для прокладання каналів у зоні зрошення в ґрунтах I...III категорій. Він складається з самохідного гідрофікованого шасі, начіпного двороторного робочого органа з гідроприводом, гідроциліндрів підйому та повороту робочого органа, транспортних тяг і противаги. Робоче обладнання змонтоване на рамі за допомогою важільної начіпки, яка дозволяє встановлювати його в положення, яке відповідає закладанню укосів 1:1 при глибині каналу до 1,2 м і 1:1,5 при глибині каналу 0,8 м. Зачисне обладнання складається із основного зачисного відвала з розпушувачем, двох відкритків, трьох знімних відвалів плужного типу і дамбоутворювача.

24.4. Каналокопачі з комбінованими робочими органами

Комбінований робочий орган каналокопача складається із декількох робочих органів, кожен з яких розробляє певну частину поперечного перерізу каналу. Найбільшого розповсюдження набули комбіновані робочі органи із плуга і ротора (плужнороторний каналокопач) і із ротора і двох конічних шнеків (шнекороторні каналокопачі).

Плужнороторний каналокопач на базі гусеничного трактора класу 30 кН (рис. 24.5) використовують для прокладання тимчасових зрошувальних каналів глибиною до 0,5 м. Робоче обладнання начіплюють на стандартну триточкову систему з базового трактора. Робоче обладнання включає в себе раму, плуг і ротор, на якому розміщені різальні ножі і викидні ло-патки. Ротор розробляє ножами частину каналу, викидає весь ґрунт із каналу і планує один укіс. Плуг розробляє ґрунт на другій частині поперечного перерізу каналу, планує його, зачищає весь переріз каналу і подає ґрунт на ротор. Ротор приводиться від вала відбору по-тужності через карданний вал, конічний редуктор і планетарний редуктор, розміщений всередині ротора. Над ротором розміщені відбійні щитки, керовані гідроциліндром. Положення щитків регулює дальність викидання ґрунту. В передній

частині базового трактора встановлена противага.

Рама каналокопача (рис. 24.5) зварена з балок, поперечин, розкосів і стояків. Нижніми і верхнім вушком рама кріпиться до начіпної системи трактора. В нижній частині рами приварений відвал з циліндричного листа товщиною 8 мм. Права частина відвала переходить в площину, на кінці якої приварений ніж, наплавлений твердим зносостійким сплавом.

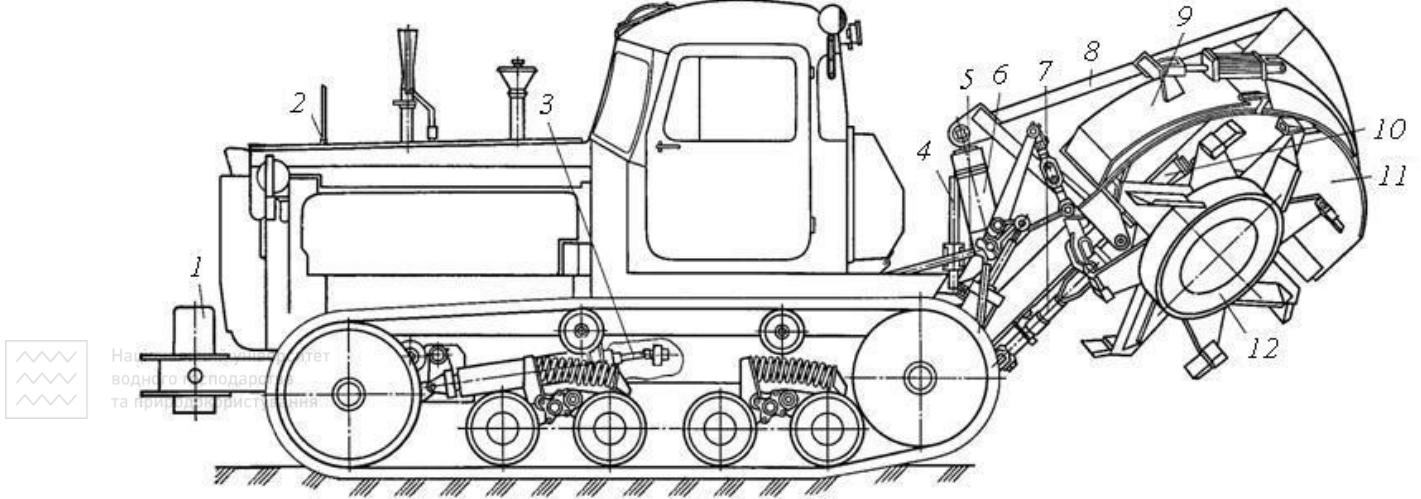


Рис. 24.5. Плужнороторний каналокопач на базі гусеничного трактора:

1 - противага; 2 - трактор; 3 - механізм відключення муфти зчеплення; 4 - показчик глибини копання; 5 - начіпна система; 6 - гідроциліндр повороту робочого обладнання; 7 - карданний вал; 8 - рама; 9 - кожух; 10 - редуктор привода ротора; 11 - відвал; 12 - ротор

У блок силової передачі з ротором вмонтовані конічний і планетарний редуктори, з'єднані валом. Редуктори і ротор монтуються на осі. Конічний редуктор складається із зварного корпусу, двох конічних шестерень і запобіжної муфти із зрізними штифтами. Редуктор має два вушка для кріплення його до рами відвала. Регулювання шестерень здійснюється прокладками.

Водило планетарного редуктора закріплене на осі ротора на шліцах за допомогою гайки, яка фіксується болтом з стопорною шайбою.

Плужнороторний каналокопач на базі колісного трактора класу 60 кН (рис. 24.6) призначений для прокладання каналів глибиною 1,0 м і шириною по дну 0,5 м. Він складається з трактора, механізму відбору потужності, ходозменшувача, рами, блока трансмісії з ротором і гідросистеми. Привод ротора і ходозменшувача гідравлічний, від гідродвигунів. Насоси гідравлічної системи встановлені на насосній станції, яка приводиться в рух через механізм відбору потужності через коробку зміни передач трактора. Ходозменшувач підключений до трансмісії трактора і закріплюється на його задньому мосту. Підйом і опускання робочого обладнання здійснюється гідроциліндрами задньої начіпки і гідроциліндром повороту. Напрямок викидання ґрунту регулюється гідроциліндром кожуха.

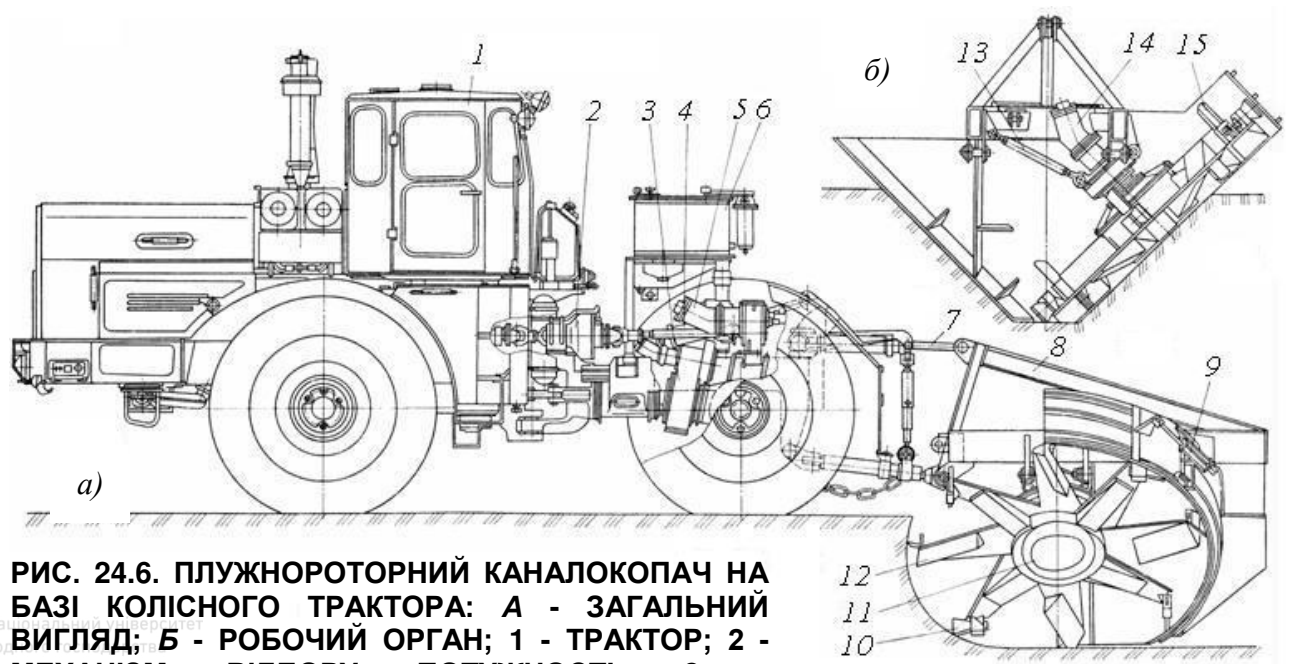


РИС. 24.6. ПЛУЖНОРОТОРНИЙ КАНАЛОКОПАЧ НА БАЗІ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА: А - ЗАГАЛЬНИЙ ВИГЛЯД; Б - РОБОЧИЙ ОРГАН; 1 - ТРАКТОР; 2 - МЕХАНІЗМ ВІДБОРУ ПОТУЖНОСТІ; 3 - 6 - ГІДРОСИСТЕМА; 8 - РАМА, 10 - НІЖ; 11 - БЛОК ТРАНСМІСІЇ З РОТОРОМ; 12 - ВИКИДНА ЛОПАТКА; 13 - СТЯЖКА; 14 - ГІДРОДВИГУН ПРИВОДА РОТОРА; 15 - РОЗПУШУВАЧ

Шнекороторний каналокочач (рис. 24.7) призначений для прокладання каналів у зоні зрошення глибиною до 2 м із змінними шириною дна і закладанням укосів в ґрунтах І...ІІІ категорій при рівні ґрунтових вод не вище 3...3,5 м від поверхні землі.

Він складається з тягача і напівпричіпного робочого обладнання, шарнірно з'єднаних між собою. Тягач виконаний на базі гусеничного трактора з видовженою опорною поверхнею і винесеними вперед двигуном і трансмісією.

Для збільшення тягового зусилля і зменшення робочих швидкостей до бортових тракторних редукторів добавлені додаткові. Для робочого переміщення передбачений об'ємний гідропривод і ходозменшувач, які дозволяють одержувати безступінчасте регулювання швидкості в діапазоні 10...300 м/год. Для вирівнювання тисків під гусеницями в передній частині тягача закріплена противага. На задніх стояках рами тягача закріплений редуктор привода ротора, в який вмонтований диференціал для рівного розподілу крутного моменту на праву і ліву передачі ланцюгового привода.

Робоче обладнання складається з ротора, двох похилених конічних шнеків і зачисного обладнання. Воно монтується на рамах, зпереду спирається на тягач через поворотну раму б і ззаду на два колеса задньої опори.

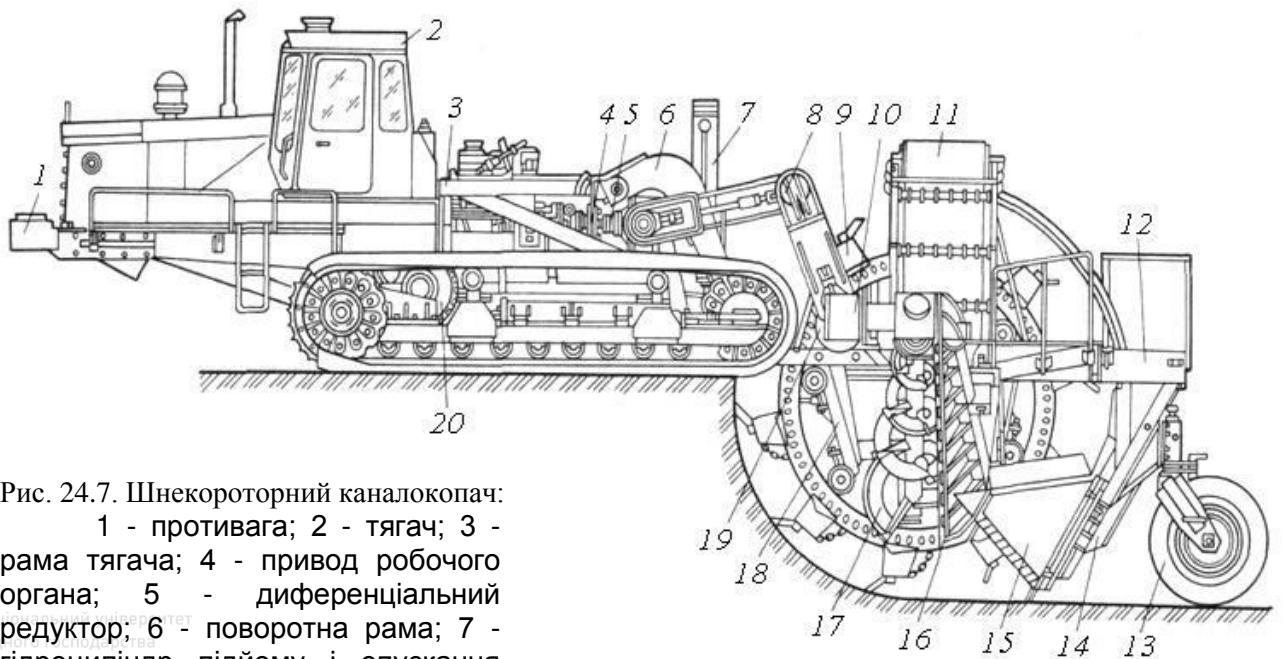


Рис. 24.7. Шнекороторний каналокочач:

1 - протига; 2 - тягач; 3 - рама тягача; 4 - привод робочого органа; 5 - диференціальний редуктор; 6 - поворотна рама; 7 - гідроциліндр підйому і опускання робочого обладнання; 8 - шнека; 11 - конвеєр; 12 - рама робочого органа; 13 - задня опора; 14 - запобіжний пристрій; 15 і 16 - зачисні пристрої за ротором і шнеками; 17 - шнек; 18 - рама ротора; 19 - вал привода ротора; 20 - привод ходового обладнання

Конічний шнек (рис. 24.8) складається з труби, стояків і гвинтової стрічки, зварених між собою. До гвинтової стрічки приварені кронштейни, до яких болтами кріпляться ножі. У верхній частині шнек за допомогою фланця і зубчастої муфти з'єднується з редуктором, а в нижній спирається на сферичний шарнір.

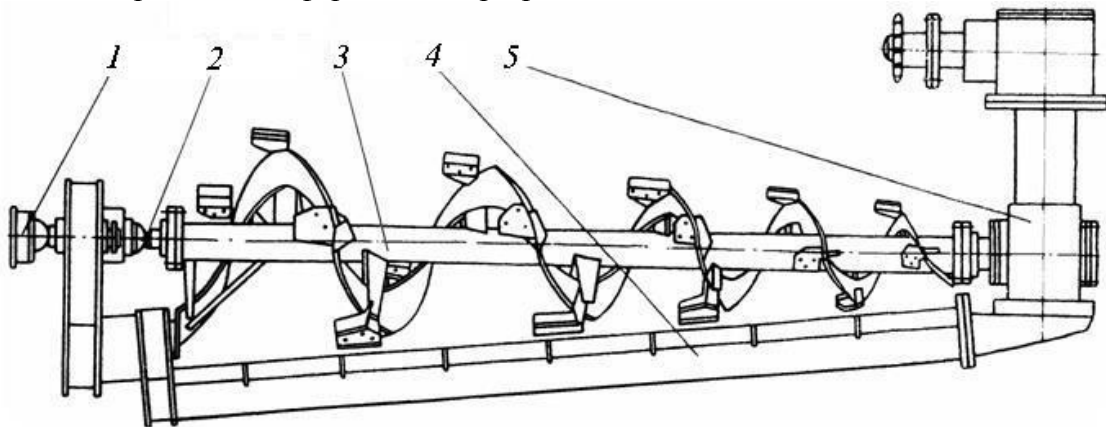


Рис. 24.8. Конічний шнек в зборі з рамою і редуктором:

1 - опора шнека; 2 - шарнір шнека; 3 - шнек; 4 - рама шнека; 5 - редуктор привода шнека

Гідравлічна система каналокочача (рис. 24.9) призначена для безступінчастого регулювання швидкості робочого ходу і для перевodu машини із транспортного положення в робоче і навпаки. Вона складається із механізму керування насосом, зворотних клапанів, золотника, запобіжних клапанів, гідродвигуна, манометрів, фільтрів, лопатевого насоса і основного бака. Для заповнення системи робочою рідиною призначений бак, ручний насос і фільтр.

Інший шнекороторний каналокочач (рис. 24.10) складається з тягача і напівпричіпного робочого обладнання, з'єднаних між собою поворотною рамою. Тягач включає двигун з кабіною і коробку зміни передач трактора К-701, раму, бортові редуктори, привод ходу і повороту, розподільний редуктор, вузли і деталі ходової частини тракторів (гусенична стрічка, підтримуючі і опорні котки).

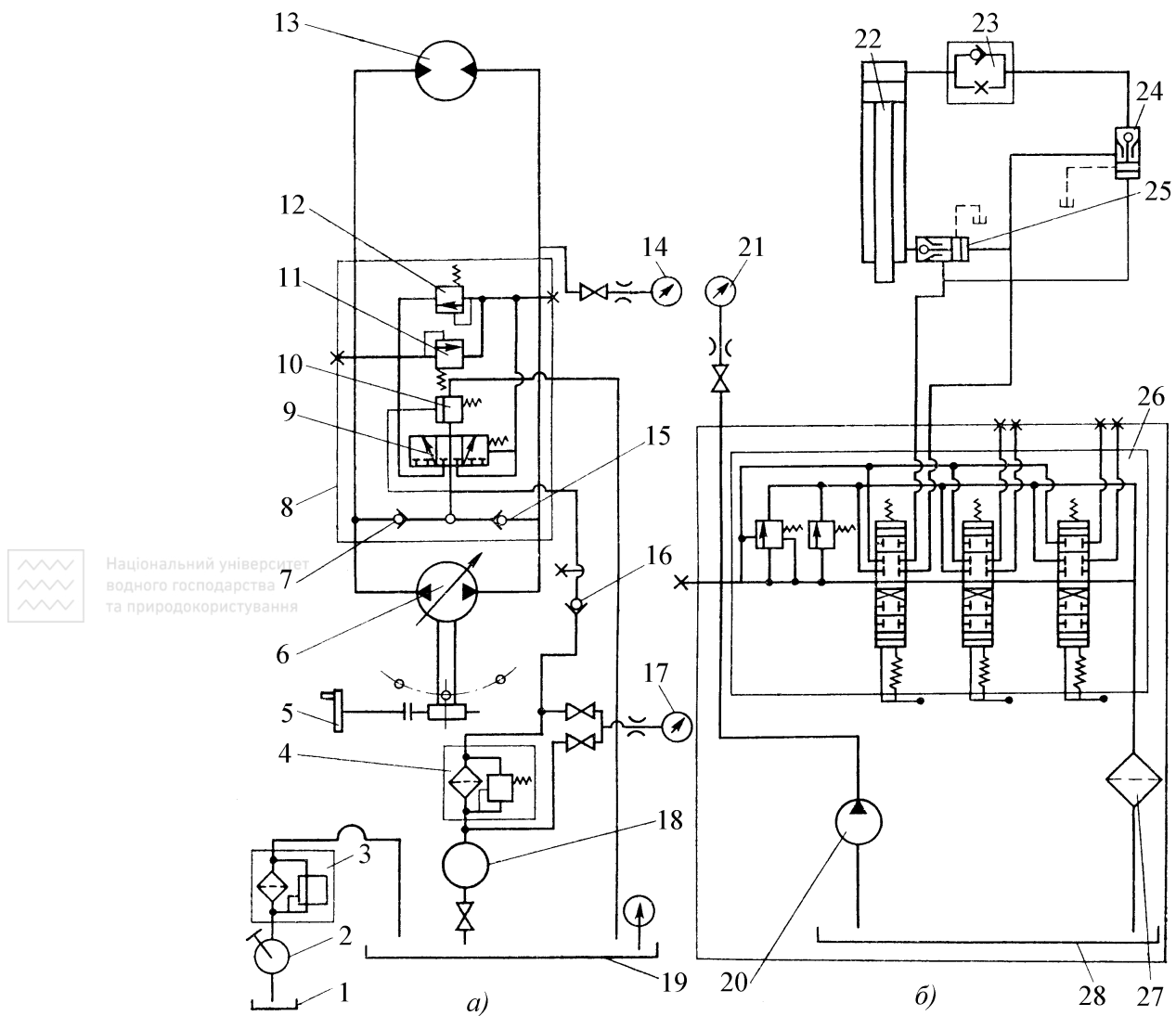


Рис. 24.9. Гідравлічна схема каналокоча:

а) гідравлічна схема привода ходу; б) гідравлічна схема підйому і опускання робочого органа;

1, 19, 28 - баки; 2, 6, 18 і 20 - насоси; 3, 4 і 27 - фільтри; 5 - механізм керування насосом; 7, 15 і 16 - зворотні клапани; 8 - клапанна коробка; 9 - гідророзподільник; 10 - клапан підживлення; 11 і 12 - запобіжні клапани; 13 - гідродвигун; 14, 17, 21 - манометри; 22 - гідроциліндр; 23 - клапан сповільненої дії; 24 і 25 - зворотні керовані клапани; 26 - розподільник

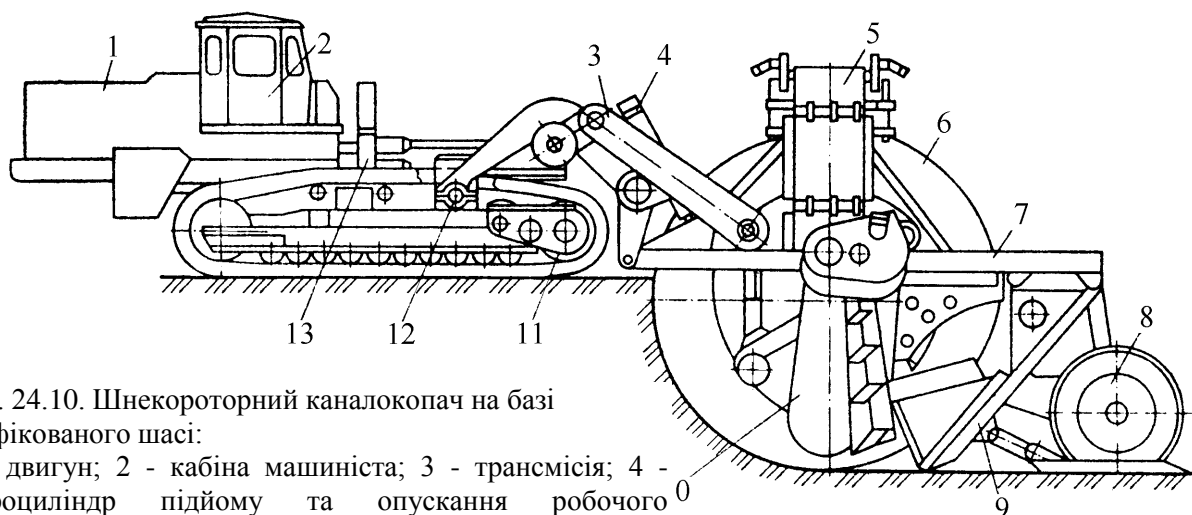


Рис. 24.10. Шнекороторний каналокочач на базі уніфікованого шасі:

1 - двигун; 2 - кабіна машиніста; 3 - трансмісія; 4 - гідроциліндр підйому та опускання робочого

5 - конвеєр; 6 - ротор; 7 - рама; 8 - задня опора; 9 - зачисне обладнання; 10 - шнек; 11 - ходове обладнання; 12 - поворотна колона; 13 - розподільний редуктор

Робоче обладнання складається з конвеєрів, ротора, рами, задньої опори, зачисного обладнання і шнеків. Підйом і опускання робочого обладнання здійснюється гідроциліндром.

Конструкція ротора (рис. 24.11) включає в себе ротор, опорні ролики, внутрішню раму ротора і відбійний щит. Відбійний щит запобігає просипанню ґрунту всередину ротора, одночасно являючись нерухомим дном ковшів.

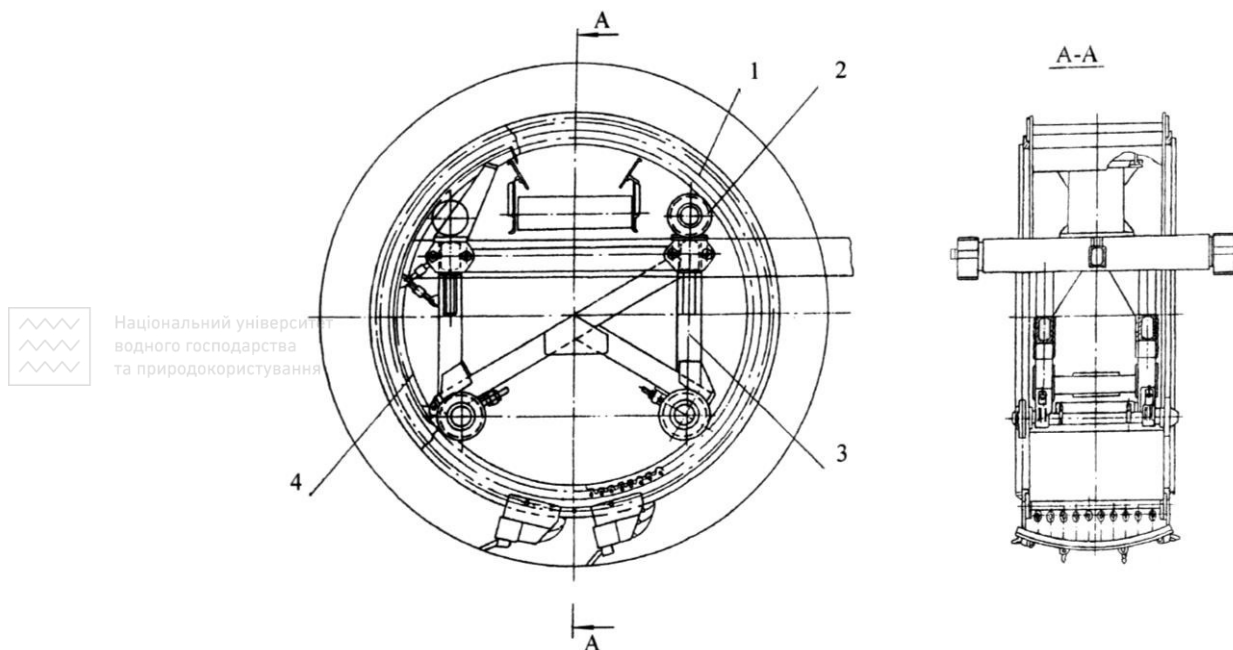


Рис. 24.11. Конструкція ротора: 1 - ротор; 2 - опорні ролики; 3 - внутрішня рама ротора; 4 - відбійний щит

Конструкція шнеків (рис. 24.12) включає в себе зачисне обладнання, виконане разом з рамою, шнека, редуктора привода шнека і гідромоторів привода шнека.

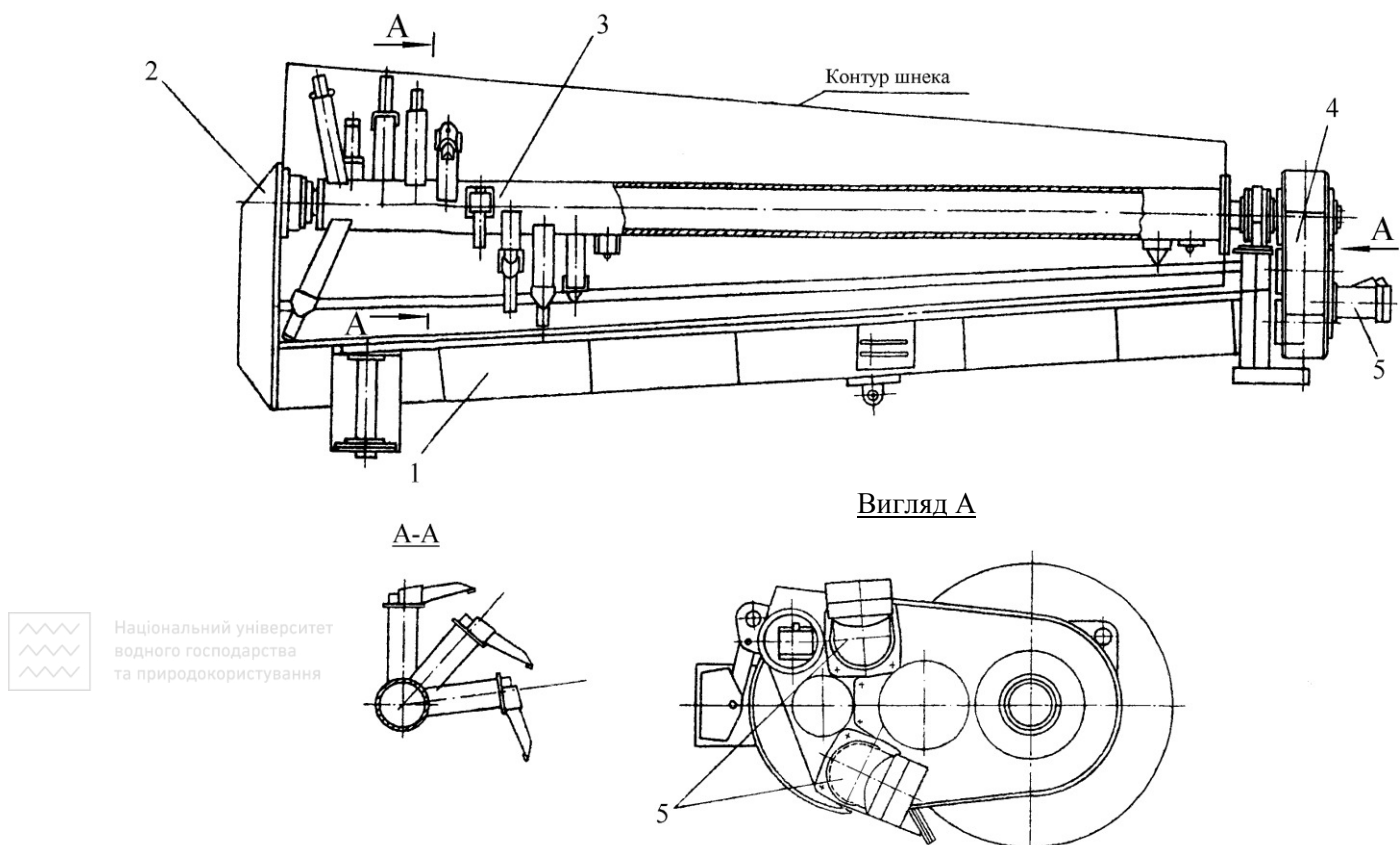


Рис. 24.12. Конструкція шнека: 1 - зачисне обладнання; 2 - рама; 3 - шнек; 4 - редуктор привода шнека; 5 - гідромотори привода шнека

Шнекороторні каналокопачі з вібраційними розпушувачами ґрунту (рис. 24.13). На кафедрі будівельних, дорожніх, мелоративних машин і обладнання НУВГП розроблені кон-струкції вібраційних розпушувачів ґрунту до каналокопачів. Розпушувачі складаються з ножів, жорстко прикріплених до плити і вібраторів направленої руху. Рама розпушувачів причіплюється до рами ходового обладнання базового тягача, або до рами робочого обладнання. Застосування вібраційних розпушувачів дозволяє значно знизити динамічні навантаження в робочому обладнанні і підвищити продуктивність каналокопачів.

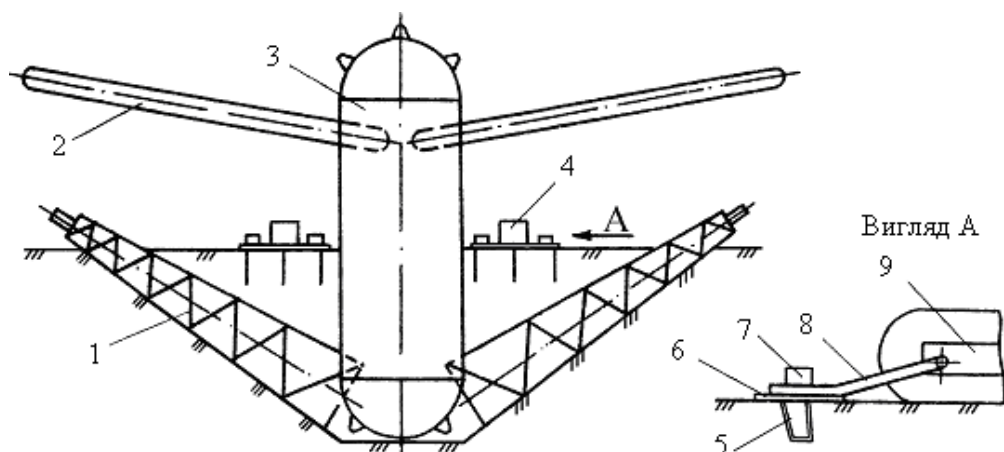


Рис. 24.13. Схема робочого обладнання шнекороторного екскаватора з вібраційними розпушувачами ґрунту:

1 - шнек; 2 - конвеєр; 3 - ротор; 4 - вібраційний розпушувач; 5 - ніж; 6 - плита; 7 - вібратор; 8 - рама розпушувача; 9 - рама ходового обладнання

Шнекороторні каналокопачі з відвальними розпушувачами ґрунту (рис. 24.14). На кафедрі будівельних, дорожніх, меліоративних машин і обладнання НУВГП розроблені

від-вальні розпушувачі ґрунту, які складаються з рами, стояків і відвалів. Кожен відвальний розпушувач включає вертикальний і горизонтальний ніж, з'єднані між собою відвальною по-верхнею. Застосування відвальних розпушувачів зменшує динамічні навантаження на робоче обладнання каналокопачів.

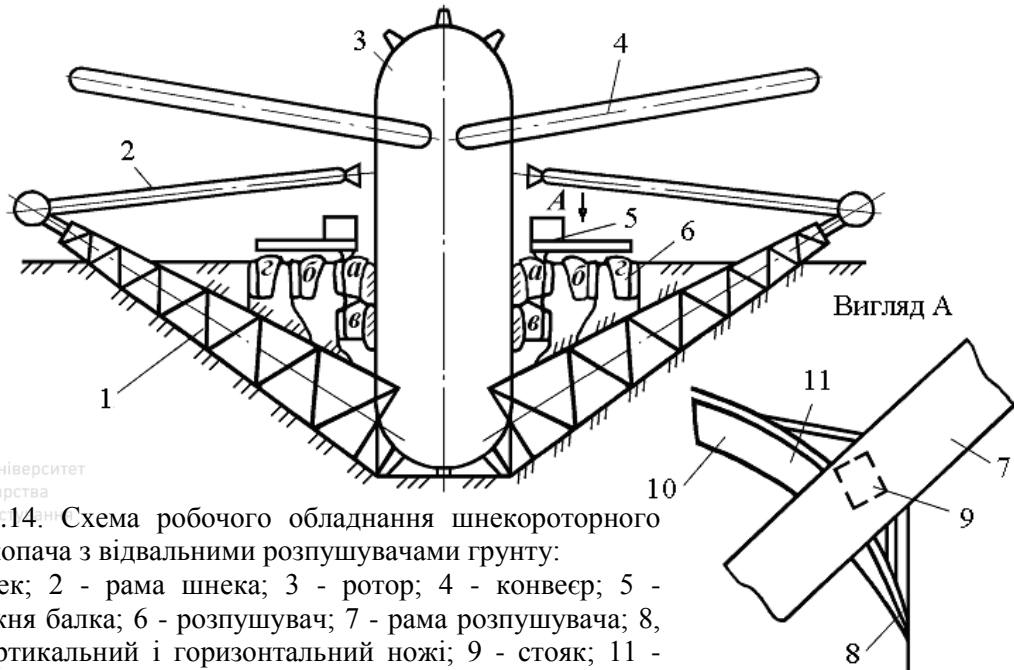


Рис. 24.14. Схема робочого обладнання шнекороторного каналокопача з відвальними розпушувачами ґрунту:

1 - шнек; 2 - рама шнека; 3 - ротор; 4 - конвеєр; 5 - поздовжня балка; 6 - розпушувач; 7 - рама розпушувача; 8, 10 - вертикальний і горизонтальний ножі; 9 - стояк; 11 - відвальна поверхня

Шнекороторні каналокопачі з перевантажувачами ґрунту (рис. 24.15). На кафедрі будівельних, дорожніх, меліоративних машин і обладнання НУВГП розроблені шнеки з лопатевими перевантажувачами ґрунту.

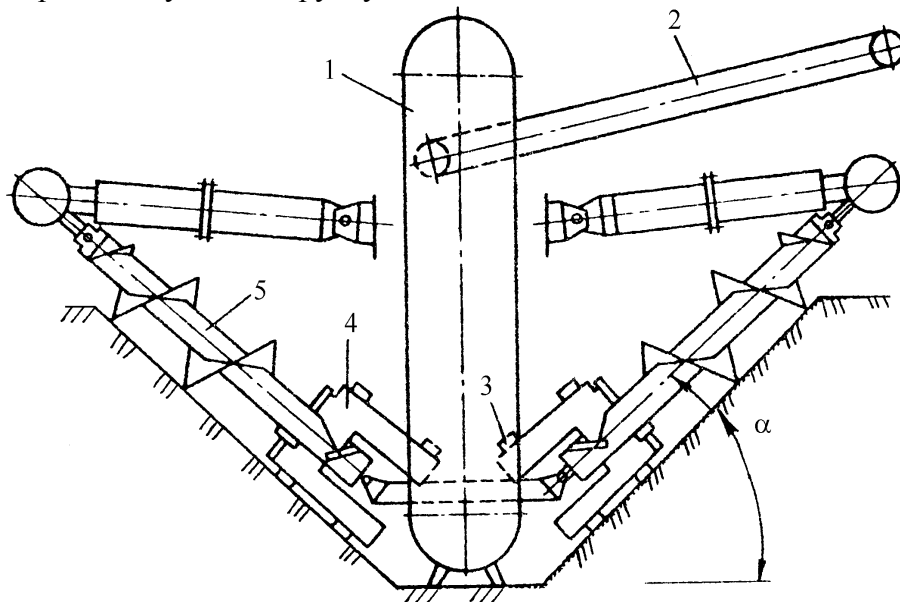


Рис. 24.15. Схема робочого обладнання шнекороторного каналокопача з перевантажувачами ґрунту:

1 - ротор; 2 - конвеєр; 3 - ніж; 4 - перевантажувач ґрунту; 5 - шнековий укісник

Перевантажувач складається з трьох лопатей і закріплених на них ножів. У процесі роботи машини ґрунт в нижній частині каналу рівномірно пересипається лопатями в ковші ротора. Така конструкція шнеків зменшує динамічні навантаження і збільшує продуктивність каналокопача.

24.5. Розрахунок каналокопачів з плужними робочими органами

Розрахунок лемеша. Плужний корпус складається з лемеша і двох полиць, що працюють в різних умовах. Леміш підрізає ґрунт низу і піднімає його на певну величину для того, щоб із-за подальшого піднімання він обернувся без затискування між робочим органом і укусами каналу.

Під параметрами лемеша розуміють його форму та кути: установки його до дна (кут різання δ_n) і кут між його лезом і напрямом руху (кут зсуву α_n).

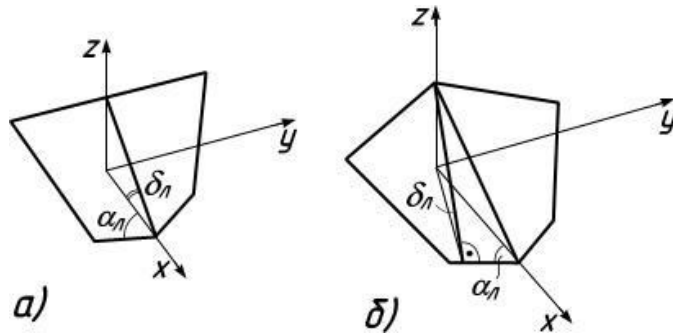


Рис. 24.16. Форми лемешів

Параметри лемеша впливають на тяговий опір і якість роботи всього агрегату. Опір лемеша плужного корпусу складає 35...40 відсотків загального опору. Рациональною формою лемеша є двостороння клиновидна (при $H < 0,5$ м) і плоска (при $H > 0,5$ м рис. 24.16).

При роботі каналокочача

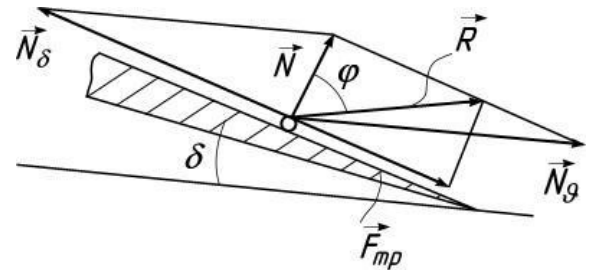


Рис. 24.17. Схеми сил, що діють на частинку ґрунту на лемеші

важливо забезпечити вільне переміщення ґрунту вздовж лемеша без заклинювання і утворення призми волочіння. Розглянемо умови, за яких здійснюватиметься вільне ковзання частинки ґрунту вздовж робочої грані плоского клина (рис. 24.17).

На частинку ґрунту з боку лемеша діють сили N і F_{mp} ($F_{mp} = N \cdot \tan \varphi = Nf$). Розкладемо силу N на дві складові N_δ і N_g , як показано на рисунку. Очевидно, частинка ковзатиме, якщо $N_\delta > F_{mp}$, або після підстановки: $N \cdot \tan(90^\circ - \delta) > N \cdot \tan \varphi$. Звідси

$$\tan(90^\circ - \delta) > \tan \varphi \quad \text{і} \quad \delta + \varphi < \pi/2. \quad (24.1)$$

Таким чином при ковзанні ґрунту вздовж лемеша сума кутів різання і тертя повинна бути меншою від 90° . Значення кутів різання і зсуву наведені в табл. 24.1.

Таблиця 24.1

Значення кутів різання і зсуву для розрахунку лемеша

Глибина каналу, м	δ_n , град	α_n , град
до 0,4	26...28	42...46
0,4...0,6	28...32	46...50
> 0,6	32...35	50...55

Довжину лемеша в площині прямої кривої орієнтовно можна прийняти

$$l_n = \frac{H_{nl}}{4} \dots \frac{H_{nl}}{3}, \quad (24.2)$$

де H_{nl} - повна висота передньої частини плужного робочого органа.

Розрахунок полицевої поверхні. Полицеві поверхні, які піднімають і обертають пласт, повинні переміщувати ґрунт без зайвої деформації, без утворення призми волочіння і затиснення ґрунту між укусами каналу і поверхнею полиці.

Геометрія поверхні полиць характеризується і визначається рівняннями прямої кривої $x=x(z)$ та кривої сферичного відображення $\alpha=\alpha(\delta)$.

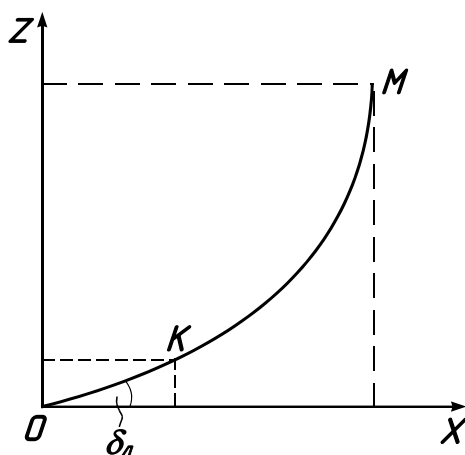


Рис. 24.18. Напрямна крива

За напрямну криву в каналокопачах приймають лінію перетину полиць в площині симетрії корпусу (рис. 24.18).

Нижня частина прямої кривої – пряма лінія (леміш), верхня частина має форму кривої лінії – параболи. Рівняння кривої частини прямої

$$x = Az^3 + Bz^2 + Cz + D, \quad (24.3)$$

де A, B, C, D - коефіцієнти, що знаходяться за відомими координатами початкової $K(x_K, z_K)$ і кінцевої $M(x_M, z_M)$ точок прямої кривої, а також за значеннями її похідних у цих точках ($\frac{dx_K}{dz_K}$ і $\frac{dx_M}{dz_M}$). Координати точок K і M : $x_K = l_L \cos \delta_L$; $z_K = l_L \sin \delta_L$; $x_M = L$;

$$z_M = H_{nl}.$$

Виліт прямої кривої L знаходиться з нерівності

$$\frac{1}{3} \operatorname{ctg} \delta_L < \frac{L}{H_{nl}} < \frac{2}{3} \operatorname{ctg} \delta_L.$$

Для практичних розрахунків рекомендується вибирати:

при $H < 0,4$ м $\frac{L}{H_{nl}} = 0,83 \dots 0,90$;

при $H < 0,4 \dots 0,6$ м $\frac{L}{H_{nl}} = 0,76 \dots 0,83$;

(24.4)

при $H > 0,6$ м $\frac{L}{H_{nl}} = 0,70 \dots 0,76$.

Причому менші значення для піщаних ґрунтів, а більші – для глинистих і торфових.

Висота передньої частини плужного робочого органа

$$H_{nl} = H + H_K + (0,07 \dots 0,1) \text{ м}, \quad (24.5)$$

де: H - глибина каналу, м; $H_K = \sqrt{\frac{H(b + 2H \cdot \operatorname{ctg} \lambda) f_e K_p}{1 + f_e \cdot \operatorname{ctg} \lambda_1}}$ - висота кавальєра, м; b - ширина

каналу по дну, м; λ - кут нахилу відкосу каналу, град.; K_p - коефіцієнт розпушення ґрунту (табл. 24.2); f_e - коефіцієнт внутрішнього тертя ґрунту; λ_1 - кут нахилу укосу кавальєра, град.

Таблиця 24.2

Значення деяких параметрів ґрунту

Категорія ґрунту	Густина ґрунту ρ_s , кг/м ³	Коефіцієнт розпушення ґрунту, K_p	Питомий опір різання ґрунту, МПа	Питомий опір копання ґрунту, МПа		
				ковшами ротора	ковшами ланцюга при поперечному копанні	Ковшами ланцюга при поздовжньому копанні
I	1200...1500	1,08...1,17	0,012...0,065	0,04...0,13	0,05...0,18	0,07...0,23
II	1400...1900	1,14...1,28	0,058...0,130	0,12...0,25	0,15...0,30	0,21...0,40
III	1600...2000	1,24...1,30	0,12...0,20	0,20...0,38	0,24...0,45	0,38...0,60
IV	1900...2200	1,26...1,37	0,18...0,30	0,30...0,55	0,37...0,65	0,65...0,80

Рівняння кривої сферичного відображення зв'язує кут підйому δ і кут зсуву α (кут між дотичною до твірної полицевої поверхні і напрямом руху)

$$\alpha = a_0 + a_1(\delta - \delta_{кр}) + a_2(\delta - \delta_{кр})^2, \quad (24.6)$$

де a_0, a_1, a_2 - коефіцієнти, що знаходяться за допомогою початкових (α_i і δ_i) і кінцевих ($\alpha_{кр}$ і $\delta_{кр}$) значень кутів підйому та зсуву, а також значення їхньої похідної $\frac{d\alpha}{d\delta} = 0$, тобто умови горизонтальності однієї з твірних, наприклад, останньої, рухаючись знизу.

Побудова проєкцій поверхні плужного корпусу. Спочатку викреслюють контур фронтальної проєкції відповідно до розмірів поперечного перерізу каналу і внутрішніх укосів кавальєрів (рис. 24.19) Потім розбивають інтервал зміни кута δ на 12 частин. Знаходять відповідні значення кута α за (24.6) і кути проєкцій твірних, проведених через точки 1-12 за формулами

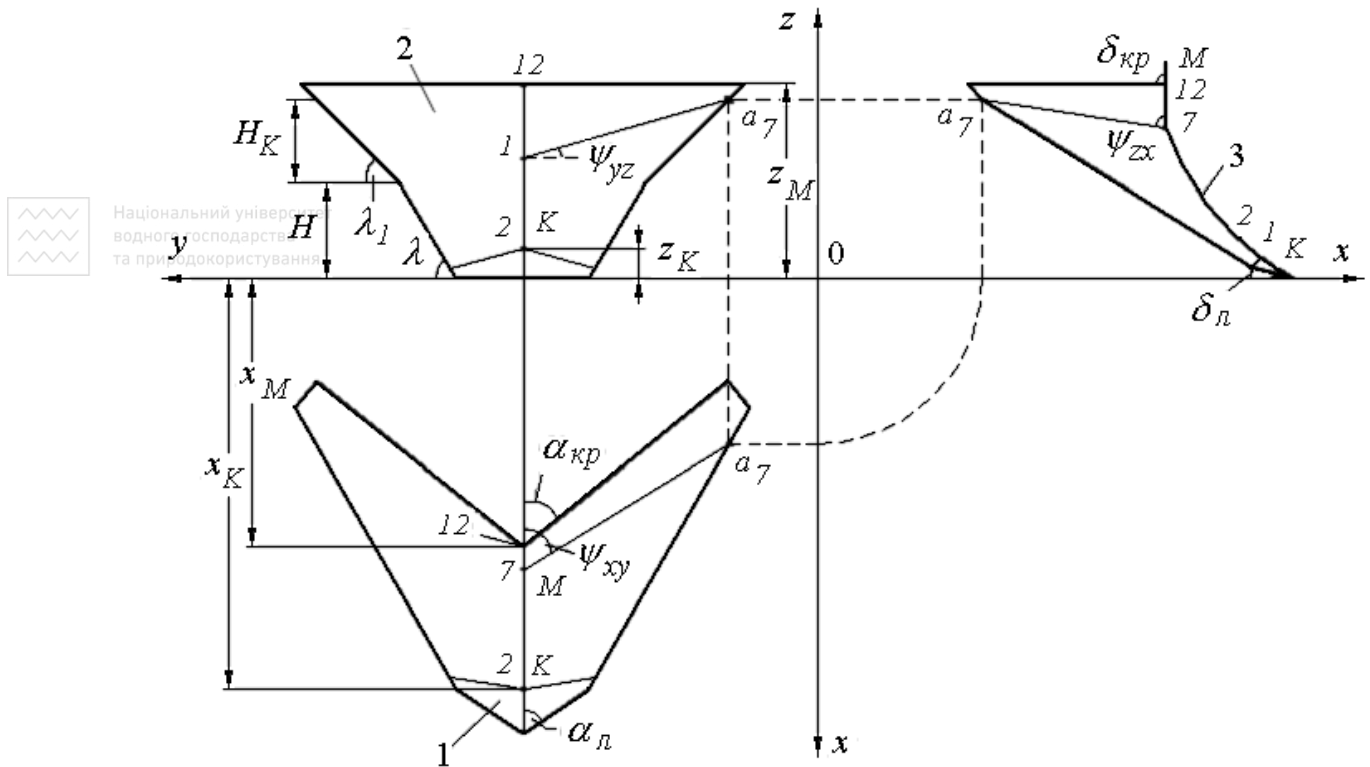


Рис. 24.19. Побудова проєкцій поверхні плужного корпусу:

а, б, в - відповідно фронтальна, горизонтальна і бокова проєкції поверхні;

1 - леміш; 2 - полицева поверхня; 3 - напрямна крива

$$\operatorname{tg} \psi_{xy} = \frac{\sin \alpha + \sin \delta \cdot \cos \delta \cdot \cos \alpha \cdot \frac{d\alpha}{d\delta}}{\cos \alpha - \sin \delta \cdot \cos \delta \cdot \sin \alpha \cdot \frac{d\alpha}{d\delta}}; \quad (24.7)$$

$$\operatorname{tg} \psi_{yz} = \frac{\sin^2 \delta \cdot \frac{d\alpha}{d\delta}}{\sin \alpha + \sin \delta \cdot \cos \delta \cdot \cos \alpha \cdot \frac{d\alpha}{d\delta}}; \quad (24.8)$$

$$\operatorname{tg} \psi_{zx} = \frac{\cos \alpha - \sin \delta \cdot \cos \delta \cdot \sin \alpha \cdot \frac{d\alpha}{d\delta}}{\sin^2 \delta \cdot \frac{d\alpha}{d\delta}}. \quad (24.9)$$

Результати обчислення зводять у таблицю. Потім знаходять координати точок перетину твірних з напрямною кривою. Координати Z_i знаходять за формулою

$$z_i = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 3A \left(C - \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_i \sin \alpha_i} \right)}}{3A}, \quad (24.10)$$

де A, B, C - коефіцієнти рівняння напрямної кривої.

Координати x_i встановлюють за (24.3) при відомих координатах z_i . Потім викреслюють напрямну криву в проекціях на координатні площини, позначають на ній точки K і M за відомими координатами і відповідні точки 1-12 з координатами x_i і z_i і проводять через них твірні в проекціях на координатні площини під кутами ψ_{xy} , ψ_{xz} , ψ_{yz} до осей OX , OY , OZ . На рис. 24.19 показано знаходження однієї точки a_7 краю полицевої поверхні. За цими значеннями викреслюють контури плужного корпусу.

Тяговий опір плужного робочого органа (за В.П.Горячкіним). У разі рівномірного робочого руху загальний опір плужному корпусу (плуга):

$$W = W_1 + W_2 + W_3, \quad (24.11)$$

де W_1 , W_2 , W_3 - опір відповідно на тертя плуга об ґрунт при різанні ґрунту і надання ґрунту кінетичної енергії.

$$W_1 = f \cdot G, \quad (24.12)$$

де: f - загальний коефіцієнт тертя ковзання; G - вага плуга.

$$W_2 = \kappa F, \quad (24.13)$$

де: κ - питомий опір різанню ґрунту, який залежить в основному від фізико-механічних властивостей ґрунту, геометричної форми плуга і гостроти леза лемеша; F - площа перерізу вирізаного пласта ґрунту.

$$W_3 = \varepsilon F \vartheta^2, \quad (24.14)$$

де: $\varepsilon = \frac{\gamma_{zp} \cdot \vartheta_z}{g \cdot \vartheta}$ - коефіцієнт пропорційності; ϑ_z - швидкість ґрунту; ϑ - швидкість руху плуга; γ_{zp} - об'ємна вага ґрунту; g - прискорення земного тяжіння.

За В.П.Горячкіним, перший член W_1 характеризує некорисну витрату енергії. Тому коефіцієнт корисної дії плужного робочого органа

$$\eta = \frac{W_{кор}}{W_{нов}} = \frac{(\kappa + \varepsilon \vartheta^2) F}{fG + (\kappa + \varepsilon \vartheta^2) F}. \quad (24.15)$$

Тяговий опір причіпного плужного каналокочача Загальний тяговий опір:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6, \text{ кН}, \quad (24.16)$$

де W_1 , W_2 , W_3 , W_4 , W_5 , W_6 - опір відповідно різанню і деформації ґрунту, тертю ґрунту по робочому органу, на надання ґрунту кінетичної енергії, різанню ґрунту чересловим ножом, переміщенню ходових коліс і переміщенню ходового обладнання тягача.

$$W_1 = \kappa F \sin(\delta + \varphi), \quad (24.17)$$

де: κ - питомий опір різанню і деформації ґрунту, кПа ($\kappa=50\ldots 200$ кПа); F - площа перерізу каналу, м²; δ - кут різання ґрунту лемешем; φ - кут тертя ґрунту по сталі.

$$W_2 = [G_{m.p.} + \kappa F \cos(\delta + \varphi)] f, \quad (24.18)$$

де: $G_{m.p.}$ - вага тягової рами з плужним робочим органом; f - коефіцієнт тертя ковзання ґрунту по сталі.

$$W_3 = (0,008\ldots 0,015) W, \quad (24.19)$$

$$W_4 = 0,01 C_{yd} h_n^{1,35} (1 + 0,1 b_n) \left(1 - \frac{90^\circ - \delta_n}{180^\circ} \right) K_\alpha, \quad (24.20)$$

де: C_{yd} - коефіцієнт, який характеризує фізико-механічні властивості ґрунту і чисельно дорівнює кількості ударів ударника ДорНДІ; h_n - глибина різання, см; b_n - ширина ножа, см; δ_n - кут різання ножа, град; K_α - коефіцієнт, що залежить від кута загострення ножа.

$$W_5 = G_{x.p.} (f_1 \pm i), \quad (24.21)$$

де: $G_{x.p.}$ - вага ходової рами з колесами; f_1 - коефіцієнт опору переміщення ходових коліс ($f_1 \approx 0,12$); i - нахил дна каналу.

$$W_6 = R_z (f_0 \pm i), \quad (24.22)$$

де: R_z - вертикальна реакція ґрунту на ходове обладнання тягачів; f_0 - коефіцієнт опору



При виборі базових машин-тягачів необхідне виконання таких умов: $T > W$; $R_z \varphi_{32} > W$.

Схема сил, що діють на причіпний каналокочач. На причіпний каналокочач у робочому положенні діють (рис. 24.20) активні сили (G - вага, T - сила тяги) і сили реакції (R - сила реакції ґрунту на плужний робочий орган; N_1 , F_{1m} - сили реакції ґрунту на ходові колеса; N_2 , F_{2m} - сили реакції ґрунту на лижу).

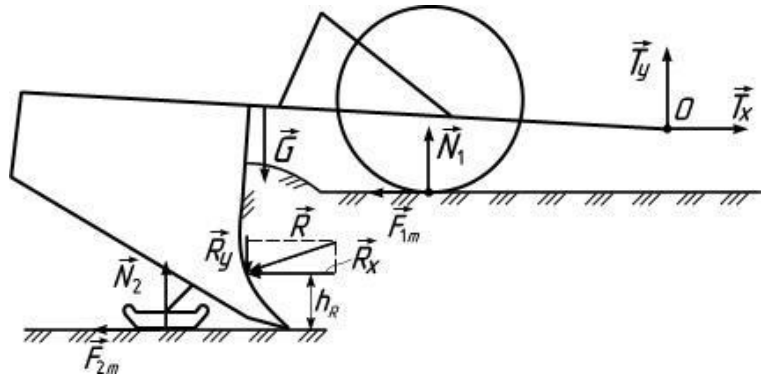


Рис. 24.20. Схема сил, що діють на причіпний плужний каналокопач

Властивості сили R (величина, напрям і точка прикладання) залежать від фізико-механічних властивостей ґрунту, розмірів каналу і геометричних параметрів робочого органа. Точка прикладання

ня сили R за дослідними даними знаходиться на відстані $h_R=(0,4...0,85)H$ від дна каналу, а залежність між її проекціями на осі: $R_y=(0,26...0,43)R_x$.

Невідомі сили $N_1, N_2, T(T_x \text{ і } T_y)$ визначаються у двох випадках:

1. Усі вертикальні навантаження сприймають ходові колеса, тобто $N_2=0$. Розглядаємо всі сили, що діють на каналокочач і складаємо рівняння рівноваги: $\sum x=0$; $\sum y=0$; $\sum M_0(\vec{P}_i)=0$, за якими обчислюємо невідомі сили.

2. Усі вертикальні навантаження сприймає лижа, тобто $N_1=0$. Складаємо аналогічні рівняння рівноваги і визначаємо невідомі сили.

Після цього розраховуємо деталі каналокочача на міцність з урахуванням коефіцієнта динамічності $K_d=1,5$.

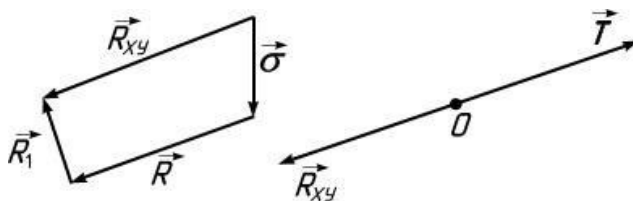


Рис. 24.21. Умови для стійкого руху начіпного каналокопача

Для стійкого руху каналокопача у поздовжній вертикальній площині необхідно, щоб лінія дії сили тяги T і лінія дії рівнодійної усіх інших сил R_{xy} були спрямлені вздовж однієї прямої у протилежні боки і щоб у силовому багатокутнику сила R_{xy} замикалася на достатньо великій реакції ґрунту на колеса або лижі (рис. 24.21).

Схема сил, діючих на начіпний каналокочач. На начіпний каналокочач діють такі сили: сила ваги G , сила реакції ґрунту на плужний робочий орган R і сили N_i і F_{1m} на опорній лижі ($\vec{R}_1 = \vec{N}_1 + \vec{F}_{1m}$). Напрямок і точку прикладання сили R можна прийняти, як у причіпного каналокочача (рис. 24.22).

Плужний робочий орган жорстко зв'язаний зі стояком AB чотириланкового механізму $ABCD$. Тому лінія дії рівнодійної всіх сил R_{xy} , розташованих у верти-кальній площині, повинна переходити через миттєвий центр обертання плужного робочого органа тобто точку O .

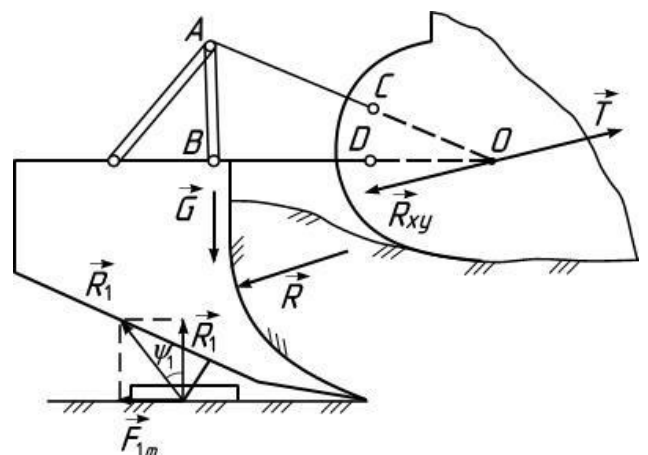


Рис. 24.22. Схеми сил, що діють на начіпний плужний каналокоч

Для стійкого руху каналокочача у поздовжній вертикальній площині необхідно, щоб лінія дії сили тяги T і лінія рівнодійної всіх інших сил R_{xy} були спрямовані вздовж однієї прямої у протилежні боки і щоб реакція ґрунту на лижу R_1 була достатньою за величиною (див. рис. 24.22).

Вертикальна складова рівнодійної R_y додатково діє на опорну поверхню робочого обладнання. Горизонтальна складова рівнодійної повинна зрівноважуватись силою тяги.

Продуктивність. Годинна технічна продуктивність

$$\Pi_m = F \mathcal{G}_e, \text{ м}^3, \quad (24.25)$$

де \mathcal{G}_e - робоча швидкість тягача.

Годинна експлуатаційна продуктивність, м^3

$$\Pi_e = \frac{60L \cdot K_e}{T + t_{\text{пер}}}, \text{ м}^3, \quad (24.26)$$

де: L - довжина прокладеного каналу, м; K_e - коефіцієнт використання агрегату в часі ($K_e=0,85$); T - час прокладання каналу, хв.; $t_{\text{пер}}$ - час переїзду агрегату з одного каналу на другий, хв.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

24.6. Розрахунок каналокочачів з ротаційними робочими органами

Основні параметри ротаційних робочих органів. Різання ґрунту ножами ротаційних робочих органів, а також його викидання за межі каналу залежить від діаметра робочого органа D , його колової швидкості \mathcal{G}_r , кількості ножів z і співвідношення між швидкостями каналокочача і робочого органа. Ротаційні робочі органи класифікують на ротори (при коловій швидкості $\mathcal{G}_r \leq 7$ м/с) і фрези (при $\mathcal{G}_r = 7$ м/с). Напрямок обертання робочих органів завжди прямий, за якого запобігається попадання ґрунту в канал і зменшуються витрати на тертя.

Основні параметри фрез. Фрези застосовують переважно у перезволожених ґрунтах, де практично відсутнє сколювання ґрунту. Діаметр фрез $D_f = (2 \dots 2,5)H$, ножі прямокутної форми шириною $b_n = 0,08$ м з кутом різання $\delta_n = 55 \dots 65^\circ$ і кутом загострення $40 \dots 45^\circ$. Число ножів 6-12, залежно від діаметра фрези. Ширина відкидної лопатки на краю фрези $b_l = b_n - 0,02$ м. З другого боку, її геометричні розміри повинні забезпечувати годинну технічну продуктивність машини. Кількість лопаток дорівнює кількості ножів.

Основні параметри роторів. Діаметр ротора $D_p = 3H$ при $m=1:1$ і $D_p = 4H$ при $m=1:1,5$, ножі прямокутної форми шириною $b_n = b_p/b_p$ - ширина ротора. Кількість ножів $z_n = 8$, кут різання ножів $\delta_n = 30 \dots 35^\circ$, кут загострення $10 \dots 15^\circ$. Ширина ротора обчислюється за формулою технічної продуктивності

$$b_p = \frac{\Pi_m K_p}{15\pi(D_p^2 - D_0^2)i_p n_r K_n}, \quad (24.27)$$

де: D_0 - внутрішній діаметр активної частини ротора (вибирається конструктивно); i_p - кількість роторів; K_n - коефіцієнт заповнення міжножового простору ($K_n = 0,6 \dots 0,7$).

Подача на один ніж

$$c = 60 \frac{\mathcal{G}_e}{n_r z}, \text{ м}. \quad (24.28)$$

Розрахунок потужності. Витрати потужності двигуна при роботі каналокочача

$$N = N_{p.o.} + N_{\text{пер}} + N_{\text{дон}}, \text{ кВт}, \quad (24.29)$$

де $N_{p.o.}$, $N_{\text{пер}}$, $N_{\text{дон}}$ - потужності відповідно для привода ротаційних робочих органів, на переміщення ходового обладнання, для привода допоміжних механізмів.

$$N_{p.o.} = \frac{(N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5)}{\eta_{p.o.} \eta_1}. \quad (24.30)$$

Потужність на різання ґрунту ножами

$$N_1 = \frac{K\Pi_m P}{3600}, \quad (24.31)$$

де: K - питомий опір різанню ґрунту (для торфового ґрунту $K=350$ кПа; мінерального ґрунту I і II категорії $K=500$ кПа); $P = \frac{2F_1}{F}$ - відношення площі ґрунту, який розробляють ножі, до всієї площі поперечного перерізу каналу.

Потужність на розгін ґрунту до колової швидкості викидання

$$N_2 = \frac{\rho_e \Pi_m g_r^2}{7200}, \quad (24.32)$$

де ρ_e - густина ґрунту (див. табл. 24.3).

Потужність на подолання сил тертя ґрунту, який знаходиться на кінцях відкидних лопаток, об ґрунт забою:

- для фрез

$$N_3 = \frac{\rho_e \Pi_m g_r^2 f_e}{3600} \left[P \frac{\alpha_\kappa - \sin \alpha_\kappa}{1 - \cos \alpha_\kappa} + 0,4 \alpha_\kappa (1 - P) \right], \quad (24.33)$$

де α_κ - кут контакту фрези із забоем.

Потужність на подолання сил тертя ґрунту, що викидається, об ґрунт укосу каналу:

- для роторів

$$N_3 = \frac{g \rho_e \Pi_m R_p f_e \cos \lambda}{3600(1 - \cos \alpha_\kappa)} \left\{ [1 + (1 - P)(1 - \cos \alpha_\kappa)] \sin \alpha_\kappa - \frac{\alpha_\kappa}{2} - \frac{\sin 2\alpha_\kappa}{4} \right\}, \quad (24.34)$$

де R_p - радіус ротора, м.

Потужність на піднімання ґрунту з каналу

$$N_4 = \frac{0,7 \Pi_m H \rho_e g}{3600}. \quad (24.35)$$

Потужність на різання обрушеного ґрунту торцевими кромками викидних лопаток

$$N_5 = \frac{K_1 \Pi_m (1 - P)}{3600}, \quad (24.36)$$

де $K_1=0,5K$ - питомий опір різанню обрушеного ґрунту.

Коефіцієнт корисної дії ротаційних робочих органів $\eta_{p.o}=0,65...0,75$. Коефіцієнт корисної дії трансмісії привода η_1 знаходиться за кінематичною схемою машини

$$N_{nep} = N_1 + N_2, \quad (24.37)$$

де N_1, N_2 - потужність на переміщення відповідно ходового та робочого обладнання.

$$N_1 = (G_m + R_A)(f_0 \pm i)g_e, \quad (24.38)$$

де: G_m - вага тягача; R_A - вертикальне навантаження від робочого обладнання на тягач ($R_A = \frac{1}{3} G_m$).

$$N_2 = W g_e, \quad (24.39)$$

де W - тяговий опір переміщенню робочого обладнання.

$$N_{don} = (0,05...0,07)N. \quad (24.40)$$

Тяговий розрахунок. Загальний тяговий опір

$$W = W_1 + W_2 + W_3, \text{ кН}, \quad (24.41)$$

де W_1, W_2, W_3 - відповідно опір переміщенню ходового обладнання тягача, від фрезерування ножами, на переміщення зачисного ножа.

$$W_1 = (G_m + R_A)(f_0 \pm i). \quad (24.42)$$

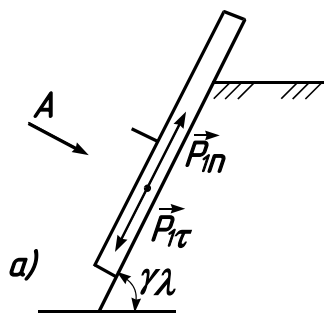
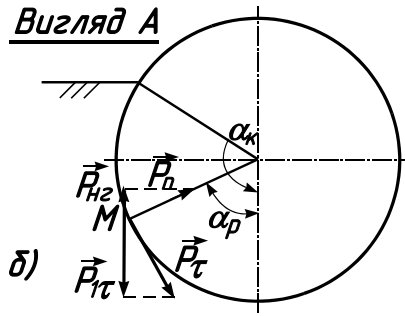


Рис. 24.23. Схема сил взаємодії ротаційного обладнання з ґрунтом

величини



На рис. 24.23 показані сили при взаємодії ротаційного робочого обладнання з ґрунтом.

Рівнодійну силу опору різанню ґрунту за дослідними даними прикладаємо у точці M , місцезнаходження якої визначається кутом (для фрез $\alpha_p \approx 65^\circ$, для роторів $\alpha_p \approx 55^\circ$). Розкладемо рівнодійну силу на складові P_n і P_τ і знайдемо їх

$$N_{p.o.} = M_{on} \omega_z = P_m R \frac{\pi n_r}{30},$$

Звідси

$$P_m = \frac{30 N_{p.o.}}{\pi R n_r}. \quad (24.43)$$

Нормальну складову приймаємо $P_n = (0,3 \dots 0,7) P_\tau$. Спроектувавши P_n і P_τ на горизонтальну вісь, знайдемо W_2 .

$$W_2 = P_n \sin \alpha_p + P_\tau \cos \alpha_p, \quad (24.44)$$

$$W_3 = P_{3\tau} - P_{3n} f, \quad (24.45)$$

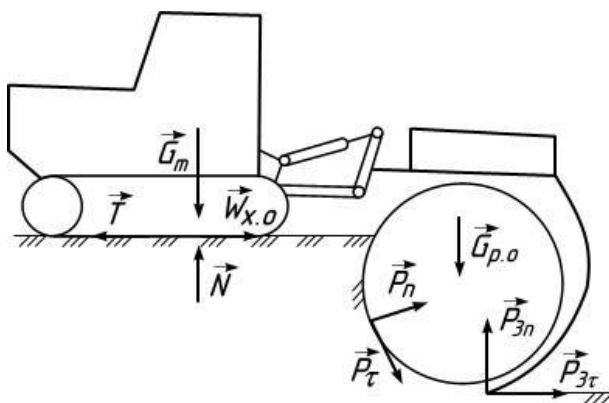
де: $P_{3\tau}$, P_{3n} - відповідно тангенціальна і нормальна складові сили опору переміщенню зачисного ножа; f - коефіцієнт тертя ковзання між ножом і ґрунтом.

$$P_{3\tau} = K_2 F_2, \quad (24.46)$$

де: K_2 - питомий опір копанню ґрунту зачисним ножом; F_2 - площа перерізу каналу, яка вирізається зачисним ножом.

$$P_{3n} = \frac{2}{3} G_{p.o.} + (P_\tau \sin \alpha_p - P_n \cos \alpha_p) \sin \lambda. \quad (24.47)$$

Схема сил, що діють на каналокочач. Статичний розрахунок. У робочому положенні на машину діє кілька сил: сили ваги тягача G_m і робочого обладнання $G_{p.o.}$,



24.24. Схема сил, що діють на каналокочач з ротаційним робочим органом

тягове зусилля T , опір переміщенню ходового обладнання $W_{x.o.}$, нормальна P_n і тангенціальна P_τ складові сили опору різання ножами робочих органів, сили P_{3n} і $P_{3\tau}$ на зачисному ножі і сила реакції ґрунту на ходове обладнання N (рис. 24.24).

Тиск гусениць на ґрунт і умови стійкості визначаються у вертикальній і поздовжній площині для таких розрахункових положень:

- 1) робоче положення - прокладання каналу максимальних розмірів. Враховують сили G , $G_{p.o.}$, P_n , P_τ ;
- 2) транспортне положення початок руху з місця на підйом.

Враховують сили G_m , $G_{p.o.}$, силу інерції Φ і силу тиску вітру.

$$\Phi = \frac{G_m + G_{p.o.}}{g} \cdot \frac{g_e}{t_p}, \quad (24.48)$$

$$P_{\theta} = q_{\theta} F_{\theta}. \quad (24.49)$$

У цих формулах t_p - час розгону, с; q_{θ} - питомий тиск вітру ($q_{\theta}=0,25$ кПа); F_{θ} - площа поверхні машини з боку вітру, м².

Стійкість машини характеризується коефіцієнтом запасу стійкості

$$K_{cm} = \frac{M_y}{M_n} \geq 1,4 \dots 1,5, \quad (24.50)$$

де M_y , M_n - відповідно сумарні моменти всіх вище згаданих зовнішніх сил в утримуючому та перекидному напрямках відносно лінії, яка є проекцією задніх опорних котків гусениць на опорну поверхню машини. Критичний кут підйому у транспортному положенні обчислюється при значенні $K_{cm}=1$.

24.7. Розрахунок шнекороторних каналокопачів

Основні параметри робочого обладнання. Робоче обладнання машини складається з ротора, двох шнеків або фрез і двох стрічкових конвеєрів (рис. 24.25).



Національний університет
водного господарства
та природокористування

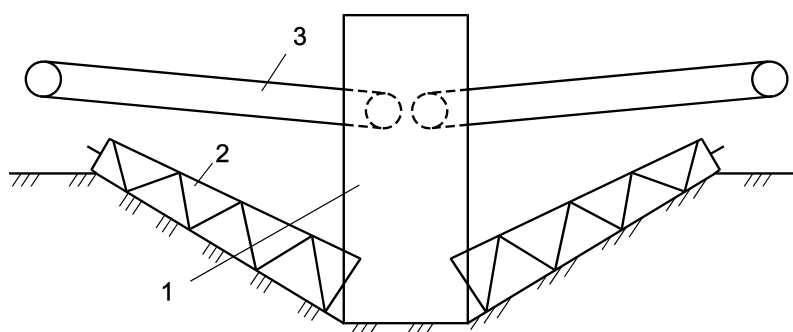


Рис. 24.25. Схема робочого обладнання шнекороторного каналокопача

Основні параметри ротора (рис. 24.26). Діаметр ротора по різючих кромках ковшів

$$D_p = (1,75 \dots 1,85) H_{\max}, \quad (24.51)$$

де H_{\max} - найбільша глибина каналу.

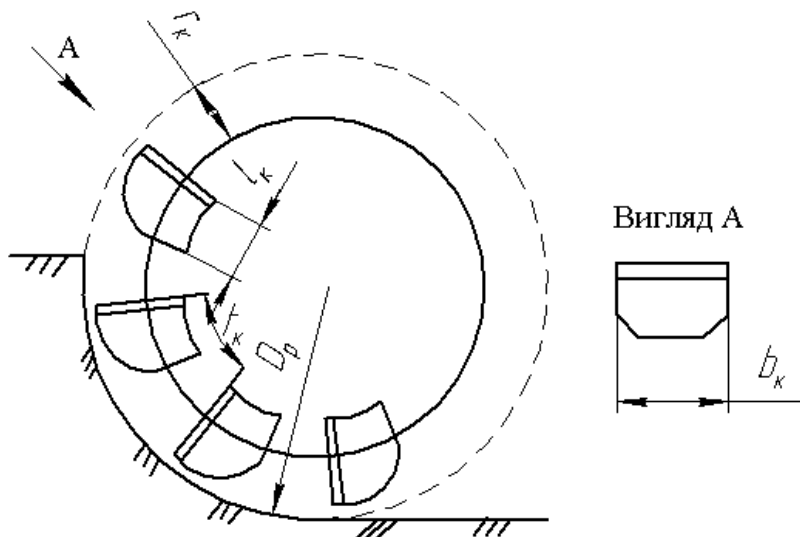


Рис. 24.26. Схема ротора

Кутова швидкість обертання ротора повинна забезпечити гравітаційне розвантаження ковшів і попадання ґрунту з ковшів на конвеєр. Виходячи з цього

$$n_p = \frac{(30,5 \dots 51,5)}{D_p}. \quad (24.52)$$

Число ковшів на роторі рекомендується приймати $z_k=8 \dots 12$. Число розвантажень

ковшів,

$$z_c = n_p z, \text{ хв}^{-1} \quad (24.53)$$

Місткість ковша

$$q_k = 16,67 \frac{\Pi_k}{z_c}, \quad (24.54)$$

де Π_k - конструктивна годинна продуктивність каналокоча, м³/год.

Крок ковшів

$$t_k = \frac{\pi D_p}{z_k}. \quad (24.55)$$

Розміри ковша визначаються за такими емпіричними формулами: довжина $l_k=(0,4...0,6)t_k$; ширина $b_k=0,9B$; висота $h_k=(0,5...0,6)B$. Тут B - ширина каналу по дну, м.

Маса ротора з ковшами

$$m_p = (0,33...0,39)H^2 B \sqrt{10K}, \text{ т}, \quad (24.56)$$

де: H - глибина каналу, м; K - питомий опір копанню, МПа (див. табл. 24.2).

Максимальна товщина стружки ґрунту, що вирізається

$$c = \frac{g_e}{60z_c}, \quad (24.57)$$

де g_e - робоча швидкість каналокоча, м/год.

Основні параметри шнеків (фрез): максимальний діаметр $D_{ш}^{\max} \leq 0,5H$; кут конусності $\alpha=26^\circ$; частота обертання $n_{ш}=30$ об/хв.; довжина $L_{ш}=1,1L_{відк}$ ($L_{відк}$ - довжина укосу каналу).

Основні параметри конвеєрів: продуктивність

$$\Pi_{1k} = \Pi_m K_p, \quad (24.58)$$

де Π_m - технічна продуктивність каналокоча по виносній спроможності ротора.

$$\Pi_m = \frac{0,06q_k z_c K_n}{K_p}, \quad (24.59)$$

де K_n, K_p - коефіцієнти відповідно наповнення ковша і розпушення ґрунту, для ґрунтів І категорії $K_n=1,25$, II – 1,15, III – 1,05, IV – 0,90; значення коефіцієнта розпушення наведені у табл. 24.2.

Ширина стрічки конвеєра

$$B_k = \sqrt{\frac{\Pi_{1k}}{1500g_{стр}k_{np}}}, \quad (24.60)$$

де: $g_{стр}$ - швидкість переміщення стрічки, $g_{стр} \leq 5$ м/с; k_{np} - коефіцієнт зниження продуктивності, який залежить від кута похилу конвеєра α_k . Куту 3° відповідає коефіцієнт 1; 8° - 0,97; 12° - 0,93; 20° - 0,81; 28° - 0,61. Швидкість переміщення стрічки не повинна перевищувати можливу швидкість руху ґрунту по стрічці

$$g_{ep} = \sqrt{2L_k g (f_1 \cos \alpha_k - \sin \alpha_k)}, \quad (24.61)$$

де: L_k - робоча довжина конвеєра, м; g - прискорення вільного падіння, м/с²; f_1 - коефіцієнт тертя ґрунту по стрічці ($f_1=0,65$).

Розрахунок потужності. Витрати потужності двигуна при роботі каналокоча

$$N = N_p + N_{ш} + N_k + N_{неp} + N_{дон}, \text{ кВт}, \quad (24.62)$$

де $N_p, N_{ш}, N_k, N_{неp}, N_{дон}$ - відповідно потужність для привода ротора, для привода шнеків, для привода конвеєра, на переміщення каналокоча, для привода допоміжних механізмів.

$$N_p = (N_1 + N_2 + N_3) \frac{1}{\eta_p \eta_1}, \quad (24.63)$$

де N_1, N_2, N_3 - потужності відповідно на копання ґрунту ковшами, на підйом ґрунту та на



Національний університет
водного господарства
та природокористування

його розгін.

$$N_1 = \frac{K\Pi_m P}{3600}, \quad (24.64)$$

де: K - питомий опір копанню ґрунту ковша ротора, кПа (див. табл. 24.2); P - відношення площі перерізу каналу, яка розробляється ротором, до всієї площі перерізу каналу.

$$N_2 = \frac{g\rho_z\Pi_m(0,5H + H_1)}{3600}, \quad (24.65)$$

де: ρ_z - густина ґрунту, кг/м³; H_1 - висота підйому ґрунту за межами каналу, м.

$$N_3 = \frac{\rho_z\Pi_m g_p^2}{7200}, \quad (24.66)$$

де g_p - колова швидкість ковшів ротора, м/с.

ККД ротора $\eta_p=0,7...0,8$, ККД трансмісії привода ротора η_1 знаходиться за кінематичною схемою машини.

$$N_{\text{ш}} = (N_4 + N_5) \frac{1}{\eta_{\text{ш}}\eta_2}, \quad (24.67)$$

де N_4, N_5 - потужності відповідно на різання ґрунту ножами шнеків і на переміщення його до ковшів ротора.

$$N_4 = \frac{K_1\Pi_m(1-P)}{3600}, \quad (24.68)$$

де K_1 - питомий опір різанню ґрунту ножами, кПа.

$$N_5 = \frac{g\rho_z\Pi_m(1-P)L_{\text{ш}}(f_{\text{он}}\cos\lambda - \sin\lambda)}{3600}, \quad (24.69)$$

де: $f_{\text{он}} \approx 1,5$ - загальний коефіцієнт опору при переміщенні ґрунту шнеком; λ - кут нахилу укусу до горизонту, град.

ККД шнека $\eta_{\text{ш}}=0,5$; ККД привода шнека η_2 знаходять за кінематичною схемою машини.

$$N_{\kappa} = \frac{K'K_2q_{\kappa}L_{\kappa}g_{\kappa}}{\eta_3} + \frac{g\rho_z\Pi_{\text{ш}}}{3600\eta_3}(K_2 + \text{tg}\alpha_{\kappa})L_{\kappa}\cos\alpha_{\kappa}, \quad (24.70)$$

де: K' - коефіцієнт, який враховує додаткові опори, при довжині конвеєра 3 м він становить 4,1; 4 м – 3,4; 5 м – 3; 6 м – 2,7; 8 м – 2,3; 10 м – 2; K_2 - приведений коефіцієнт опору при переміщенні стрічки, $K_2=0,025...0,050$; q_{κ} - вага рухомих частин конвеєра на 1 м його довжини, при $B_{\kappa}=0,3$ м вона становить 0,2 кН; при $B_{\kappa}=0,4$ м – 0,5 кН; при $B_{\kappa}=0,5$ м – 0,3 кН; при $B_{\kappa}=0,65$ м – 0,42 кН; при $B_{\kappa}=0,8$ м – 0,55 кН; η_3 - ККД конвеєра.

$$N_{\text{пер}} = (N_6 + N_7) \frac{1}{\eta_{\text{х.о}}\eta_3}, \quad (24.71)$$

де N_6, N_7 - потужності відповідно на переміщення тягача і робочого обладнання.

$$N_6 = (G_m + R'_{\text{Ay}})(f_0 \pm i)g_e, \quad (24.72)$$

де: G_m - вага тягача, кН; R'_{Ay} - вертикальне навантаження на тягач від робочого обладнання, кН; g_e - робоча швидкість каналокопача, м/с.

$$N_7 = W_{\text{р.о}}g_e, \quad (24.73)$$

де $W_{\text{р.о}}$ - тяговий опір переміщенню робочого обладнання, кН.

ККД ходового обладнання $\eta_{\text{х.о}}=0,7$; ККД трансмісії привода ходового обладнання η_3 знаходиться за кінематичною схемою.

$$N_{\text{дон}} = (0,05...0,07)N. \quad (24.74)$$

Тяговий розрахунок. Загальний тяговий опір

$$W = W_1 + W_2, \text{ кН}, \quad (24.75)$$

де W_1, W_2 - відповідно опір переміщенню ходового обладнання тягача і робочого

обладнання

$$W_1 = (G_T + R'_{Ay})(f_0 \pm i). \quad (24.76)$$

Для знаходження W_2 наведемо схему сил, що діють на робоче обладнання каналокоча (рис. 24.27).

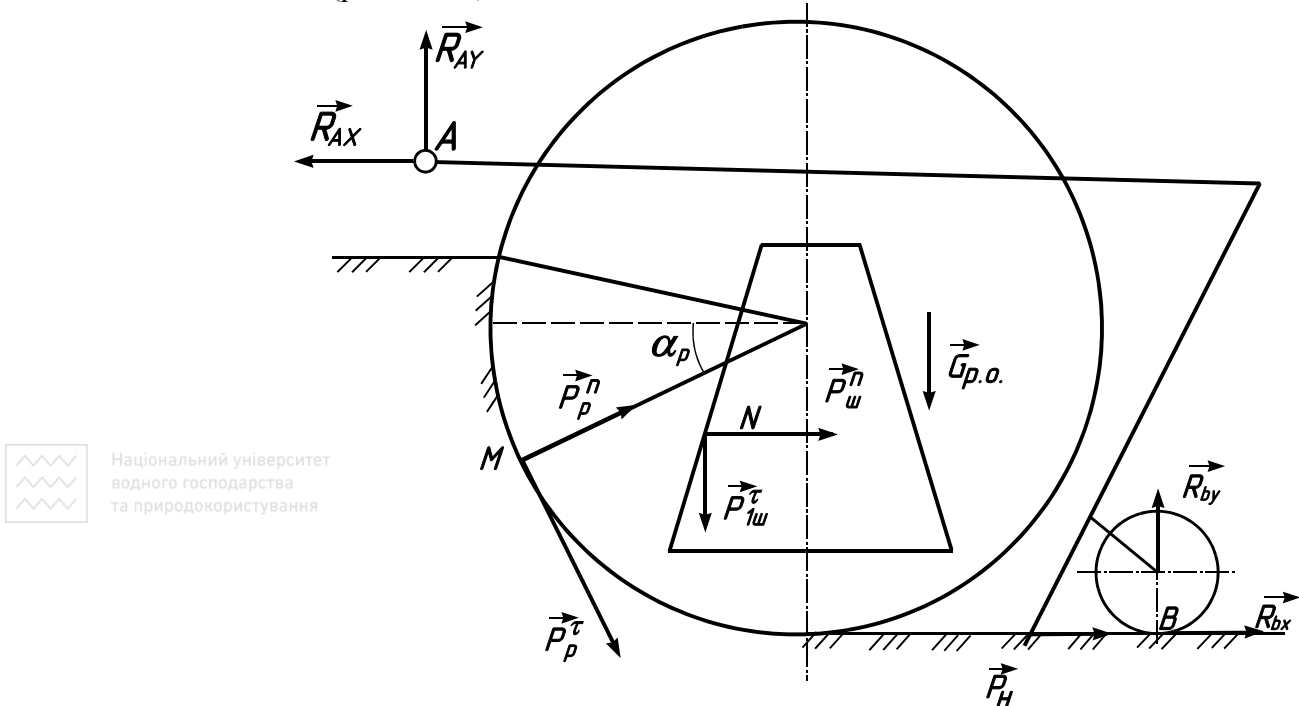


Рис. 24.27. Схема сил, що діють на робоче обладнання шнекороторного каналокоча

R_{Ax} , R_{Ay} - реакції в шарнірі зчеплення з тягачем; P_p^tau , P_p^n - складові рівнодійної сили опору копанню ґрунту ковшами ротора; P_u^tau , P_u^n - складові рівнодійної сили опору різанню ґрунту ножами шнека (на рисунку показана проекція сили P_u^tau на площину рисунка), $P_{1u}^tau = P_u^tau \cos \lambda$; $G_{p.o.}$ - вага робочого обладнання; P_n - сила опору різання ґрунту зачисним ножем; R_{bx} , R_{by} - сили опору переміщення опорних коліс. Рівнодійна сил опору копання ґрунту ковшами ротора за результатами досліджень може бути прикладена в точці M , місцеположення якої характеризується кутом α_p (кут між горизонталлю і силою P_p^n), а залежність між величинами складових рівнодійної виражається формулою

$$P_p^n = 0,7 P_p^tau. \quad (24.77)$$

Рівнодійна сил опору різання ґрунту шнеками прикладається в точці N на відстані $1/3$ довжини шнека від нижнього його кінця, а залежність між величинами складових рівнодійної можна записати

$$P_u^n = (0,4 \dots 0,6) P_u^tau. \quad (24.78)$$

За дослідними даними $P_H = 15$ кН.

$$W_2 = R_{Ax} = P_p^n \cos \alpha_p + P_p^tau \sin \alpha_p + P_u^n + P_n + R_{bx}. \quad (24.79)$$

На тягач в робочому положенні діють сили ваги тягача G_m , сила тяги T , реакція ґрунту на ходове обладнання N , опір переміщенню ходового обладнання $W_{x.o}$ і реакція в точці причепу з робочим обладнанням R'_{Ax} і R'_{Ay} (рис. 24.28).

Тиск гусениць на ґрунт і стійкість шнекороторних каналокочачів визначаються у вертикальній поздовжній площині в робочому положенні відносно осі $B-B$. Враховують сили G_m , R'_{Ax} , R'_{Ay} .

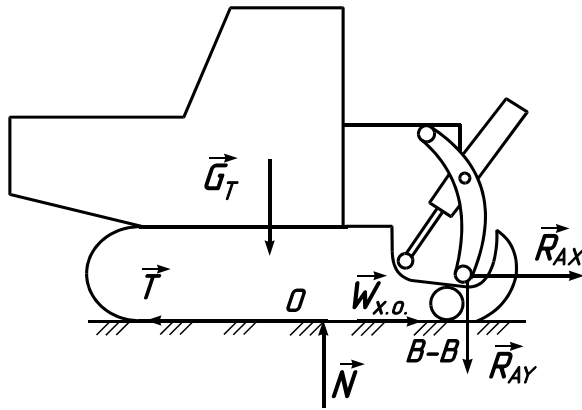


Рис. 24.28. Схема сил, що діють на тягач каналокопача в робочому положенні

Годинна технічна продуктивність шнекороторних каналокопачів за об'ємом розробленого ґрунту в каналі

$$P_m = F \vartheta_e, \text{ м}^3, \quad (24.80)$$

де F - площа поперечного перерізу каналу.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Контрольні питання

1. Класифікація каналокопачів.
2. Конструкція каналокопачів з плужними робочими органами.
3. Конструкція каналокопачів з ротаційними робочими органами.
4. Конструкція каналокопачів з комбінованими робочими органами.
5. Розрахунок каналокопачів з плужними робочими органами.
6. Розрахунок каналокопачів з ротаційними робочими органами.
7. Розрахунок шнекороторних каналокопачів.

Розділ шостий. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ МАШИН ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ

25. ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ МАШИН ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ

25.1. Показники для оцінки ефективності застосування на машинах для земляних робіт різних інтенсифікаторів

У даний час в будівництві і виробництві будівельних матеріалів і виробів практично не залишилося немеханізованих, важких і трудомістких робіт. Тому основою і першорядною задачею, що стоїть перед творцями і виробниками будівельних і дорожніх машин (БДМ) у нашій країні на найближче десятиліття, буде підвищення їхньої якості і конкурентоспроможності на світовому ринку.

Основні показники якості БДМ - матеріалоемність, енергоемність, надійність, соціальна пристосованість (безпека, ергономічні, естетичні й екологічні властивості), у підсумку, вартість створюваної продукції і виконуваних робіт.

У сучасних умовах будівельне і дорожнє машинобудування особливо має потребу в аналізі маркетингу БДМ.

Сучасний ринок складається з 3-х складових (рис.25.1).

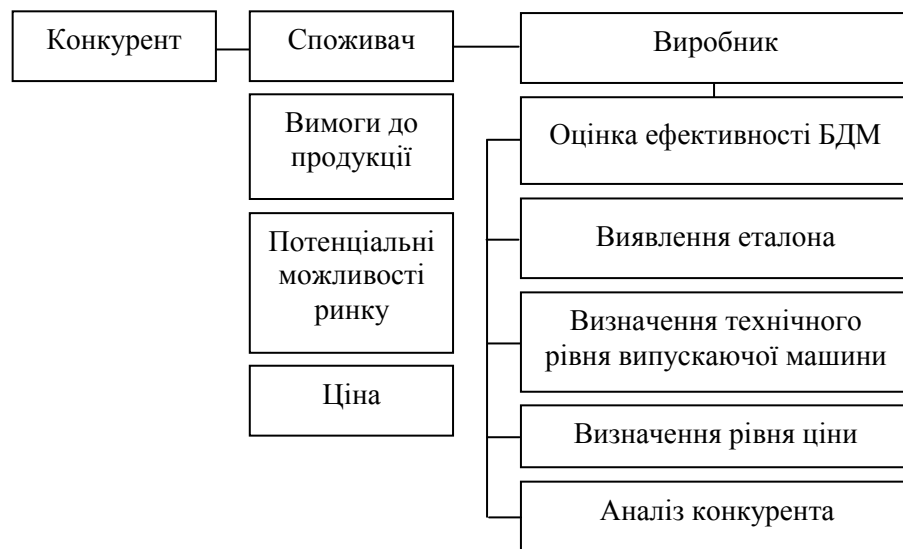


Рис. 25.1. Принципова структура ринку будівельних машин

Для виробника будівельних і дорожніх машин дуже важливо оцінити ефективність БДМ. Це включає: виявлення еталона, визначення технічного рівня що випускаються БДМ, визначення рівня ціни і аналіз конкурента.

Використання нових технічних рішень є найважливішим напрямком підвищення ефективності будь-яких об'єктів техніки, в тому числі і землерийних машинах. При використанні нових конструкцій важливо на етапі експлуатації оцінити ефективність можливих конструктивних рішень. Однією з важливих умов одержання такого рішення є розробка і використання для оцінки отриманих варіантів конструктивних рішень теоретично і експериментально обґрунтованої цільової функції оптимізації, в якості якої використовують показники, що визначають ефективність роботи проектуемого об'єкта техніки.

Оцінка ефективності застосування на землерийних машинах різних інтенсифікаторів по зниженню сил опору ґрунту копанню може бути виконана за формулою

$$k_{efi} = \frac{P_{\kappa}^m - P_{\kappa}^n}{P_{\kappa}^m}, \quad (25.1)$$

де: P_{κ}^m - опір ґрунту копанню робочим органом традиційного типу; P_{κ}^H - те ж з інтенсифікатором.

Співвідношення сил опору копанню ґрунту традиційним робочим органом, оснащеним відповідним інтенсифікатором, визначається коефіцієнтом

$$k = \frac{P_{\kappa}^H}{P_{\kappa}^m}. \quad (25.2)$$

Для бульдозерного обладнання відповідні сили розраховуються за формулами

$$P_{\kappa}^m = P_1 + P_2 + P_3; \quad P_{\kappa}^H = P_1^H + P_2^H + P_3^H, \quad (25.3)$$

де: P_1, P_2, P_3 - відповідно сили опору ґрунту різанню, підйому шару вгору по відвалі і переміщенню призми волочіння; P_1^H, P_2^H, P_3^H - те ж для робочого органа з інтенсифікатором.

Оцінка ефективності застосування інтенсифікаторів може бути виконана для одного, двох і більше інтенсифікаторів. Причому інтенсифікатори можуть бути того самого і різних ефектів.

Під одноплановими будемо розуміти такі інтенсифікатори, що сприяють зниженню однієї і тієї ж складової або одночасно декількох складових загального опору ґрунту копанню. До різнопланових відносяться такі, які впливають на різні складові загального опору ґрунту копанню, що мають різну фізичну природу.

Застосування одного інтенсифікатора, спрямованого на зниження сил тертя ґрунту, наприклад, за рахунок газоповітряного змащення визначається наступними обмеженнями

$$P_1 = P_1^H; \quad P_2^H = k_2^{zaz} \cdot P_2; \quad P_3 = P_3^H, \quad (25.4)$$

де k_2^{zaz} - коефіцієнт пропорційності зниження складової сили P_2 в умовах дії, наприклад, газоповітряного змащення.

Тоді коефіцієнт ефективності

$$k_{ef} = \frac{P_1 + P_2 + P_3 - P_1^H - k_2^{zaz} \cdot P_2 - P_3^H}{P_1 + P_2 + P_3}. \quad (25.5)$$

З урахуванням отриманих виразів при умові, що $P_1 = P_1^H, P_3 = P_3^H$

$$k_{ef} = \frac{P_2(1 - k_2^{zaz})}{P_1 + P_2 + P_3}. \quad (25.6)$$

Застосування двох інтенсифікаторів, різних за фізичним процесом, наприклад, один спрямований на зниження сил тертя, а другий на зменшення сил різання, тобто застосування різнопланових інтенсифікаторів, характеризують обмеження

$$P_1^H = k_1 P_1; \quad P_2^H = k_2 \cdot P_2; \quad P_3 = P_3^H. \quad (25.7)$$

Тоді коефіцієнт ефективності буде мати вигляд

$$k_{ef}^{II} = \frac{P_1(1 - k_1) + P_2(1 - k_2)}{P_1 + P_2 + P_3}. \quad (25.8)$$

За аналогією для трьох інтенсифікаторів в умовах, коли два із них являються одноплановими

$$k_{ef}^{III} = \frac{P_2(1 - k_2^{BCH}) + P_2(1 - k_2) + P_3(1 - k_3)}{P_1 + P_2 + P_3}. \quad (25.9)$$

Застосування двох однопланових інтенсифікаторів, спрямованих, наприклад, на зниження сил тертя, обумовлено обмеженнями. За умовою застосування, наприклад газоповітряного змащення і виступаючого наступного ножа, коефіцієнт ефективності для розглянутого ви-падку

$$k_{ef.ODH}^{II} = \frac{P_2(1 - k_2^{BCH} k_2^{zaz})}{P_1 + P_2 + P_3}, \quad (25.10)$$

де k_2^{BCH} - коефіцієнт пропорційності зниження сили P_2 від дії виступаючого середнього ножа.

Аналогічно для трьох інтенсифікаторів в умовах, коли два з них є одноплановими

$$k_{ef}^{III} = \frac{P_2(1 - k_2^{BCH} k_2^{zaz}) + P_3(1 - k_3)}{P_1 + P_2 + P_3}. \quad (25.11)$$

При дії комбінованого інтенсифікатора, наприклад, при одночасному прояві ефектів, від двох і більше інтенсифікаторів коефіцієнт ефективності

$$k_{ef.K} = \frac{P_K^m - P_K}{P_K^m} = 1 - \frac{P_K}{P_K^m}, \quad (25.12)$$

де P_K - опір ґрунту копанню робочим органом, обладнаний комбінованим інтенсифікатором.

Коефіцієнти k_{efi} і k_{efK} змінюються в межах $0 < k_{efi} < 1$; $0 < k_{efK} < 1$.

Вважаючи, що вплив кожного інтенсифікатора пропорційний іншим

$$\frac{P_K}{P_K^m} = \frac{P_1}{P_K^m} \cdot \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{P_3}{P_2} \dots \frac{P_i}{P_{i-1}}; \quad (25.13)$$

$$\frac{P_1}{P_K^m} = 1 - k_{efi}; \quad \frac{P_K}{P_K^m} = 1 - k_{efK}. \quad (25.14)$$

Відповідно до отриманих виразів, маємо

$$1 - k_{efK} = (1 - k_{efi})(1 - k_{ef2}) \dots (1 - k_{efi}) = \prod_1^i (1 - k_{efi}). \quad (25.15)$$

Звідки коефіцієнт ефективності приймає вид

$$k_{ef} = 1 - \prod_1^i (1 - k_{efi}), \quad (25.16)$$

де \prod_1^i - добуток i -х множників.

З урахуванням тієї обставини, що коефіцієнт ефективності кожного методу інтенсифікації окремо k_{efi} змінюється у межах $0 < k_{efi} < 1$, виконується умова: загальний ефект від застосування на землерийній машині комбінованого методу інтенсифікації, тобто при прояві на робочому органі одночасно різних інтенсифікаторів, не дорівнює сумі ефектів від застосування кожного методу інтенсифікації окремо, а менше цієї суми. При цьому можна записати

$$k_{efK} < k_{ef1} + k_{ef2} + \dots + k_{efi}. \quad (25.17)$$

Формули оцінки ефективності застосування на землерийних машинах різних методів інтенсифікації приведені в табл. 25.1.

Таблиця 25.1

Формули оцінки ефективності застосування на землерийних машинах різних методів інтенсифікації

Характеристика інтенсифікатора	Формула для визначення ефективності застосування
Один інтенсифікатор	$k_{ef} = \frac{P_2(1 - k_2)}{P_1 + P_2 + P_3}$
Два інтенсифікатори різного призначення	$k_{ef} = \frac{P_1(1 - k_1) + P_2(1 - k_2)}{P_1 + P_2 + P_3}$

Два інтенсифікатори одного і того ж призначення	$k_{ef} = \frac{P_2(1 - k_2^I k_2^{II})}{P_1 + P_2 + P_3}$
Три інтенсифікатори, два із яких мають одне і теж призначення	$k_{ef} = \frac{P_2(1 - k_2^I k_2^{II}) + P_3(1 - k_3)}{P_1 + P_2 + P_3}$
Інтенсифікатори, ефект від застосування кожного із яких окремо відомий	$k_{ef} = 1 - \prod_1^i (1 - k_{efi})$

25.2. Система показників для оцінки ефективності машини для земляних робіт

Показники, що визначають ефективність машини, підрозділяються на три групи: 1 - визначальну якість технічного об'єкта; 2 - економічні; 3 - показники конкурентноздатності. Ця методика оцінки ефективності дорожньо-будівельних машин розроблена Заслуженим діячем науки і техніки РФ д.т.н., професором В.І. Баловнєвим.

Показники якості технічного об'єкта і його економічності включають ряд приватних показників.

Класифікаційні показники визначають приналежність машини до тієї або іншої типорозмірної групи. При оцінці технічного рівня машин ці показники використовують при виборі машини - аналога. Класифікаційні показники містять головний і кілька основних параметрів машини, а також показники, що визначають конструктивний різновид машини (тип базового трактора, базового шасі та ін.).

Показники призначення характеризують експлуатаційно-виробничі можливості машини і рівень технічної досконалості її конструкції: потужність привода, швидкості, висоту підйому, масу, кількість видів змінного робочого обладнання, продуктивність, узагальнені питомі показники, матеріалоємність, енергоємність та ін.

Показники надійності характеризують ресурс до першого капітального ремонту (або до списання, якщо машина не піддається капітальним ремонтам); наробіток на відмовлення; трудомісткість періодичного технічного обслуговування і ремонту та ін. Ці показники впливають на величину продуктивності та інші показники.

Показники технологічності характеризують ефективність і раціональність конструктивних рішень, закладених у конструкцію машини. У цю групу обов'язково включається показник питомої маси.

Показники стандартизації й уніфікації характеризують насиченість машини стандартними і уніфікованими складовими частинами і визначаються коефіцієнтом застосовності і повторюваності.

Патентно-правові показники характеризують патентну чистоту і величину територіального поширення. Показник патентної чистоти визначає можливість безперешкодної реалізації виробу за рубежем. У випадку відсутності патентної чистоти машина не є конкурентноспроможною.

Показники технічної естетики по композиційній цілісності форми, функціональній доцільності форми і товарному вигляду визначаються в балах експертним методом.

Ергономічні показники характеризують відповідність машини нормованим санітарно-гігієнічним умовам роботи машини при її експлуатації (вібрації, рівневі шуму в кабіні та ін.).

Показники безпеки характеризують забезпечення безпеки обслуговуючого персоналу при експлуатації машини і оцінюються у балах для конкретних видів машин. Вони вибираються, виходячи з вимог міжнародних і національних стандартів і норм, а також чинних законодавств країн, де експлуатується машина.

Економічні показники характеризують витрати споживача на придбання машини (ціна, транспортування, монтаж, налагодження та ін.) і експлуатаційні витрати, що включають витрати на оплату обслуговуючого персоналу, на паливо, енергію, основні і допоміжні матеріали та ін.

Конкурентоспроможність машини визначають, на додаток до зазначених показників, умови продажу і сервісного обслуговування Вони характеризують можливість продажу машини у кредит, на основі товарообміну та ін., престижно-рекламні показники і забезпечуваний рівень сервісного обслуговування. Показники умов продажу і сервісного обслуговування визначаються у балах експертним методом.

При оцінці нових конструктивних рішень їхню ефективність доцільно здійснювати на основі показників технічного призначення, тому що вони можуть бути визначені теоретичними розрахунками і експериментально.

Для оцінки техніко-експлуатаційних властивостей машини, що характеризуються по-казниками, об'єднаними у групу показників призначення, запропонований ряд показників різного виду. Різноманіття показників, що у ряді випадків не мають чітко визначених зв'язків із призначенням машини і з відповідними приватними показниками, затрудняє їх практичне застосування. Це положення підтверджує аналіз показника питомої потужності N/G (N - потужність і G - сила ваги (маса) машини).

З аналізу питомих показників енергоємності N/Π і G/Π матеріалоємності (Π – продук-тивність) впливає, що кращому об'єктові відповідає менше значення кожної з цих двох величин.

Співвідношення N/Π -min; G/Π -min, вказують, що при фіксації G/Π величина N/G з підвищенням технічної ефективності машини повинна зменшуватися, а при фіксації N/Π впливає протилежна рекомендація про необхідність збільшення відношення N/G . Відсутність чітких рекомендацій з формування і характеру зміни показників оцінки ефективності затрудняє виявлення шляхів удосконалювання техніки.

Система показників, взаємозалежна з цільовим призначенням машини і характером виконуваних технологічних процесів, визначається на основі аналізу інтегрального техніко-економічного показника, що порівнює вироблені витрати з одержуваним у народному господарстві ефектом від застосування відповідної техніки і прибуток споживача.

Узагальнений показник енерго-, матеріалоємності і виробітку на одного робітника

$$\Pi_{NG_n} = \frac{N_{num}n}{\Pi_{T_{num}} \cdot \Pi} . \quad (25.18)$$

Ця величина представляє відношення енергоємності N_{num} до питомої продуктивності, що приходить на одиницю виробітку. Величина Π_{NG_n} також може бути записана у формі зв'язку від натуральних показників:

$$\Pi_{NG_n} = \frac{NGn}{\Pi^3} . \quad (25.19)$$

Звідси впливає, що з урахуванням виробітку на одного робітника величина узагальненого показника ефективності обернено пропорційна продуктивності у третьому ступені. Це вказує на важливість у системі оцінки ефективності машин такого показника, як продуктивність.

Якщо не враховувати виробітку на одного робітника, то узагальнений показник може бути представлений у наступному вигляді

$$\Pi_{NG} = \frac{N_{num}}{\Pi_{T_{num}}} \text{ або } \Pi_{NG} = N_{num} \cdot G_{num}; \Pi_{NG} = N \cdot G / \Pi^2 . \quad (25.20)$$

Аналіз отриманих виразів для інтегрального показника дозволяє одержати систему узагальнених, питомих, відносних і натуральних показників.

Оцінка якості виготовлення машини оцінюється показником надійності

$$K_{HD} = \frac{t_{cp}}{t_{cp} + t_{усун} + t_{проф}} , \quad (25.21)$$

де: t_{cp} - середній час роботи машини до відмовлення; $t_{усун}$ - час на усунення несправності (поломки); $t_{проф}$ - час на проведення профілактичних заходів.

Кожний з показників знаходиться в ієрархічному зв'язку з іншими. Всі параметри і показники нижнього рівня входять у показники більш високого рівня. Математичні вирази і область застосування показників приведені в табл. 25.2.

Показники 1-ї групи інтегральні, прибуток C , собівартість одиниці продукції C_{ed} , доцільні для оцінки комплексів систем і машин.

Показник 2-ї групи Π_{NG_n} узагальнений, має те ж призначення, що показник інтегральний першої групи, але за умови, що для нового об'єкта коефіцієнти приведених питомих витрат на експлуатацію і основні фонди не змінюються істотно у порівнянні з еталоном. Цей показник доцільно використовувати в якості базового для оцінки технічного рівня машин і комплексів.

Синтез цього показника з коефіцієнтами якісних показників цільового і обмежувального призначення дозволяє одержати узагальнений показник технічного рівня системи. Узагальнений показник дозволяє оцінити за значенням натуральних показників N , G , Π , економію енергетичних, матеріальних і трудових витрат у комплексі.

Показник 3-ї групи Π_{NG} також узагальнений. Він дозволяє оцінити економію енергетичних і матеріальних витрат у комплексі.

Показники 4-ї і 5-ї груп можуть бути використані для оцінки основних груп підсистем машин або комплексів енергетичного і технологічного призначення. За допомогою показника N_{num} оцінюється економія енергетичних витрат, а показника G_{num} - матеріальних витрат.

Показники 6-ї групи призначаються для оцінки економії трудових ресурсів при роботі нових комплексів і машин з урахуванням показників надійності систем.

Показник 7-ї групи дозволяє оцінити ефективність системи по збільшенню продуктивності при використанні нової машини. Цей показник є одним з найважливіших у системі показників. Усі показники більш високого рівня можуть бути встановлені тільки при відомому значенні продуктивності.

Показники 8-ї і 9-ї груп можуть бути використані для оцінки рівня окремих характеристик системи при незмінних величинах, що входять у показники більш високого рівня.

Показники 10-ї групи дозволяють оцінити рівень надійності машини і окремих елементів машини, робочих процесів при незмінних параметрах, що входять у показники більш високого рівня, визначити якість машини.

Порівняльна оцінка технічного рівня дорожніх машин і комплексів у цілому, окремих підсистем і робочих процесів при усереднених умовах експлуатації і з обліком їх вірогідної інтерпретації може бути виконана на базі запропонованої системи показників.

Для машин того самого призначення досить повне відображення техніко-економічних характеристик об'єкта на етапі формування нового рішення дають узагальнені показники Π_{NG_n} і Π_{NG} .

Загальновідому систему показників, що оцінюють ефективність будівельних машин, варто доповнити рядом нових показників:

$K_{num}=R_N/B$ - показник, що характеризує здатність розвивати відповідний тиск на одиниці довжини робочого органа, Н/м; $K_T(q)=(T/N)(q/N)$ - питомий показник сили тяги (місткості) робочого органа, що приходить на одиницю потужності, Н/кВт (м³/кВт); $K_G=G/N$ - питомий показник, що характеризує кількість маси машини, що приходить на одиницю потужності, кг/кВт.

У приведених виразах прийняті наступні позначення: R_N - вертикальна складова, що розвивається робочим органом, Н; B - довжина робочого органа, м; T - стискальне зусилля базової машини, кН; q - місткість робочого органа, м³; N - потужність двигуна базової машини, кВт; G - маса робочого органа базової машини, кг.

Варто ввести також показник, що дозволяє оцінювати кількісно комфортабельність машини



Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$K_{\text{КФТ}} = K_R + K_V + K_{\text{КДЦ}} + K_{\text{ОП}} \rightarrow \max, \quad (25.22)$$

де: $K_R = 1/R \rightarrow \max$ - коефіцієнт, що відображає маневреність машини через радіус R її повороту; $K_V = 1/(50 - V) \rightarrow \max$ - коефіцієнт, що відображає здатність машини пересуватися у робочому (транспортному) режимі; $K_{\text{КДЦ}} = 20^\circ \dots 22^\circ / (40^\circ - t^\circ) \rightarrow 1$ коефіцієнт, що відображає наявність у кабіні машиніста кондиціонера, який в жаркий період забезпечує підтримку заданої температури; $K_{\text{ОП}} = 20^\circ \dots 22^\circ / (-40^\circ - t^\circ) \rightarrow 1$ коефіцієнт, що відображає наявність у кабіні машиніста опалення і забезпечує підтримку в холодний період заданої температури.

Звівши розглянуті показники у загальновідомі, ієрархічний їхній зв'язок з іншими представлений в таблиці 25.2.

Запропонована система показників (див. табл. 25.2) взаємозалежна з конструкцією машин, їхніми властивостями, що забезпечує рішення задач по удосконалюванню організації керування якістю продукції.

Таблиця 25.2

Система показників для оцінки ефективності нових конструктивних рішень

Група оцінки	Найменування показника	Загальна форма запису показників	Умови оптимізації	Умови застосування
1	2	3	4	5
1.	Прибуток. Собівартість одиниці продукції	C $C_{\text{ЕД}} = C_{\text{М.СМ}} / \Pi$	$C \rightarrow \max$ $C_{\text{ОД}} \rightarrow \min$	Інтегральна оцінка техніко-економічної ефективності
2	Узагальнений показник енергоємності і матеріалоємності, що відноситься до виробітку на одного робочого	$\Pi_{\text{NG}_{\text{np}}} = N_{\text{yO}} / \Pi_{\text{m}_{\text{yO}}} n_{\text{yO}}$ $\Pi_{\text{NG}_{\text{np}}} = \text{NGn} / \Pi^3$	$\Pi_{\text{NG}_{\text{np}}} \rightarrow \min$	Узагальнена оцінка технічного рівня по економії енергетичних, матеріальних і трудових затрат при відомих натуральних показниках N , G , n , Π
3.	Узагальнений показник енергоємності і матеріалоємності і	$\Pi_{\text{NG}} = \text{NG} / \Pi^2$ $\Pi_{\text{NG}} = N_{\text{num}} / \Pi_{\text{m}_{\text{num}}}$	$\Pi_{\text{NG}} \rightarrow \min$	Узагальнена оцінка технічного рівня по економії енергетичних і матеріальних затрат
4.	Енергоємність	$N_{\text{num}} = N / \Pi$	$N_{\text{num}} \rightarrow \min$	Оцінка економії енергетичних затрат
5.	Матеріалоємність	$G_{\text{num}} = G / \Pi$	$G_{\text{num}} \rightarrow \min$	Оцінка економії матеріальних затрат
6.	Виріток на одного робочого	$n_{\text{num}} = \Pi / n$	$n_{\text{num}} \rightarrow \max$	Оцінка економії трудових затрат
7.	Продуктивність (теоретична, технічна, експлуатаційна)	Π	$\Pi \rightarrow \max$	Оцінка збільшення продуктивності

8.	Час циклу і робочих операцій	$t_{Ц}$ $t_{річ}$	$t_{Ц} \rightarrow \min$ $t_{рі} \rightarrow \min$	Оцінка продовжуваності і часу робочих операцій
9.	Показник надійності, наприклад, K_{HD} та ін. (ГОСТ 27.202-83)	$K_{HD} = \frac{t_{CP}}{t_{CP} + t_{УСТР} + t_{ПРОФ}}$	$t_{CP} \rightarrow \max$ $t_{УЕУН} \rightarrow \min$ $t_{ПРОФ} \rightarrow \min$	Оцінка якості виготовлення машини і надійності
10.	Окремі технічні параметри	P, N, G, l		Оцінка окремих параметрів
11.	Показник, що характеризує можливість розвивати відповідний	$K_{num} = R_N / B$	$K_{num} \rightarrow \max$	Оцінка можливості занурюватися в ґрунт



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Продовження таблиці 25.2

1	2	3	4	5
11.	тиск на одиницю довжини робочого органа			
12.	Показник сили тяги, місткості, що припадає на одиницю потужності	$K_T(q) = \frac{T}{N} \left(\frac{q}{N} \right)$	$K_T(q) \rightarrow \max$	Узагальнений показник затрат T , q , що припадає на одиницю потужності N
13.	Показник, що відображає кількість маси, яка припадає на одиницю потужності	$K_G = \frac{G}{N}$	$K_G \rightarrow \min$	Узагальнений показник затрат G , що припадає на одиницю потужності N
14.	Комфортабельність машини	$K_{КФТ} = K_R + K_V + K_{КДЦ} + K_{ОП} \rightarrow \max$	$K_R = \frac{1}{R} \rightarrow \max$ $K_V = \frac{1}{50 - V} \rightarrow \max$ $K_{КДЦ} = \frac{20 \dots 22^\circ}{40^\circ - t^\circ} \rightarrow 1$ $K_{ОП} = \left \frac{20^\circ \dots 22^\circ}{-40^\circ + t^\circ} \right \rightarrow 1$	Оцінка комфортабельності машини: маневрування, швидкість, наявність кондиціонера, системи опалення

При застосуванні системи показників технічного призначення необхідно підкреслити наступні положення.

Оцінка технічного рішення на етапі формування варіантів конструктивних рішень може бути здійснена за показниками 2-7 груп або по одному з показників 8-11 груп за попередньо заданою інформацією. Виконується прямий розрахунок або за допомогою ЕВМ на основі відомих математичних виражень, що встановлюють зв'язки між показниками і визначальними параметрами.

На етапі експериментальних досліджень показники можуть бути визначені за допомогою фізичного або комбінованого моделювання з масштабними моделями нових

конструктивних рішень. Якщо маємо повнорозмірний експериментальний зразок, показники визначаються шляхом прямого виміру.

Розрахунок показників 1-7 груп, в які входить продуктивність, може бути проведений на основі значень теоретичної, технічної і експлуатаційної продуктивності. Через експлуатаційну продуктивність в розрахунок вводять показники надійності проектованої машини.

При різноманітності параметрів, що враховуються, ефективність формованого конструктивного рішення оцінюється за величиною комплексного показника K_k за формулою

$$K_k = \sum_i^n K_i P_i, \quad (25.23)$$

де: K_i - відносні i - ті частки показника ефективності по варіантах нових рішень; p_i - коефіцієнт вагомості i -го відносно частки показника ефективності. Відносні частні показники ефективності визначаються за формулами

$$K_i = \mathcal{E}_{tr} / \mathcal{E}_n \text{ при } \mathcal{E}_n < \mathcal{E}_{tr}; \quad (25.24)$$

$$K_i = \mathcal{E}_{tr} / \mathcal{E}_n \text{ при } \mathcal{E}_n > \mathcal{E}_{tr},$$

де: \mathcal{E}_n - значення i -го показника варіанта нового рішення; \mathcal{E}_{tr} - значення i -го показника традиційного рішення, прийнятого за еталон.

Коефіцієнти вагомості відповідних приватних показників визначаються методом експертних оцінок. Для наближених розрахунків можуть бути прийняті значення, приведені в табл. 25.3.

Таблиця 25.3

Коефіцієнти вагомості приватних показників ефективності нових технічних рішень

Показники	Значення коефіцієнта вагомості
Показника технічного рівня	0,4
У тому числі:	
класифікаційні	0,016
призначення ($\Pi_{NGn}, \Pi_{NG}, N_{y0}, G_{y0}$)	0,072
надійності (K_e, K_n)	0,076
технологічності	0,036
стандартизації і уніфікації	0,4
ергономічні	0,056
патентно-правові	0,036
технічної естетики	0,068
Економічні показники	0,34
Показники умов продажу і сервісного обслуговування	0,26

Зіставлення змінюваних показників здійснюється шляхом їхнього розрахунку за рекомендованими залежностями і співвідношення їхніх якісних значень. Зіставлення показників, оцінюваних експертами, здійснюється відношенням бальних оцінок.

Значення показника для традиційного рішення, якщо таких рішень декілька, необхідно розраховувати за величиною середнього значення показника ефективності \mathcal{E}_{Tcr}

$$\mathcal{E}_{Tcr} = \sum_1^n \mathcal{E}_{Tr_i} / n, \quad (25.25)$$

де: \mathcal{E}_{Tr} - значення показника для i -го традиційного конструктивного рішення; n - число традиційних конструктивних рішень в одній групі.

Для оцінки розкиду показників вводять у розрахунок величину допоміжного коефіцієнта - K_{Tcr} .

$$K_{TPcp} = \mathcal{E}_{TPo} / \mathcal{E}_{TPcp} \text{ при } \mathcal{E}_{TPo} < \mathcal{E}_{TPcp}; \quad (25.26)$$

$$K_{TPcp} = \mathcal{E}_{TPo} / \mathcal{E}_{TPcp} \text{ при } \mathcal{E}_{TPo} > \mathcal{E}_{TPcp},$$

де \mathcal{E}_{TPo} - базове значення показника в групі традиційних конструктивних рішень.

Рівень ефективності конструктивного рішення визначається за величиною коефіцієнта ефективності нового конструктивного рішення

$$K_{HOB\Delta} = \mathcal{E}_{TPo} / \mathcal{E}_{HOB\Delta}, \quad (25.27)$$

де \mathcal{E}_{HOB} - показник i -го варіанту нового технічного рішення.

Виявлення базового показника \mathcal{E}_{TPo} визначається за мінімальним (максимальним) значенням показника ефективності для традиційних конструктивних рішень. Варіанти оцінки конструктивних рішень на базі коефіцієнтів K_{TPcp} і K_{HOB} приведені в табл. 25.4.

Таблиця 25.4

Оцінка ефективності конструктивних рішень на етапі формування

Відношення коефіцієнта ефективності	Оцінка рівня нового конструктивного рішення	Перспективність конструктивного рішення
$K_{HOB\Delta} < K_{TPcp}$ $K_{HOB\Delta} = K_{TPcp}$ $1 > K_{HOB\Delta} > K_{TPcp}$ $K_{HOB\Delta} = 1$ $K_{HOB\Delta} > 1$	Ниже середнього рівня Відповідає середньому рівню Вище середнього рівня Відповідає кращим існуючим конструктивним рішенням Вище існуючих конструктивних рішень	Не перспективно Не перспективно Не перспективно Мало перспективно Перспективно

Ефективність нового конструктивного рішення на етапі його формування по всій сукупності приватних показників може бути визначена досить умовно. На цьому етапі не можуть бути визначені показники економічного призначення і конкурентноздатності через крайню невизначеність вихідної інформації. З більшою визначеністю оцінка може бути здійснена за показниками призначення (2-11-ї груп, див. табл. 25.2). У цьому випадку може бути використаний приватний коефіцієнт конструктивного рівня, що розраховується по одному із зазначених у таблиці показників:

$$K_K = \Pi_{TP} / \Pi_H \text{ при } \Pi_{TP} > \Pi_H; \quad (25.28)$$

$$K_K = \Pi_{TP} / \Pi_H \text{ при } \Pi_{TP} < \Pi_H;$$

де: Π_H - показник із системи, приведеної в табл. 25.2; для одного з варіантів нового рішення; Π_{TP} - той же показник для існуючого традиційного рішення.

Приймаючи до уваги, що на етапі формування нових конструктивних рішень ефективність його визначається за одним показником, коефіцієнт вагомості у цьому випадку приймається рівним одиниці ($p_i=1$).

Якщо для традиційного рішення існує кілька варіантів, то розрахунок коефіцієнтів технічного рівня ведуть за середнім значенням показника ефективності

$$\Pi_{TPcp} = \sum_{i=1}^n \Pi_{TPi} / n, \quad (25.29)$$

де: Π_{TPi} - значення показника для i -го традиційного конструктивного рішення; n - число традиційних конструктивних рішень, прийнятих для аналізу.

Важливо у цьому випадку врахувати статистичний розкид величини коефіцієнтів технічного рівня шляхом введення у розрахунок допоміжного коефіцієнта.

$$K_{TPcp} = \Pi_{TPo} / \Pi_{TPcp} \text{ при } \Pi_{TPo} < \Pi_{TPcp}; \quad (25.30)$$

$$K_{TPcp} = \Pi_{TPo} / \Pi_{TPcp} \text{ при } \Pi_{TPo} > \Pi_{TPcp},$$

де Π_{TPo} - базове значення показника у групі традиційних конструктивних рішень.

У цьому випадку рівень нового конструктивного рішення визначається за величиною коефіцієнта ефективності

$$K_{HOB} = \Pi_{TPo} / \Pi_{HOBi}, \quad (25.31)$$

де P_{HOVi} показник i -го варіанта нового технічного рішення.

Виявлення базового показника P_{TPo} здійснюється за аналізом розрахункових показників для традиційних конструктивних рішень, що складають аналізовану групу P_{TPi} . Показники розташовуються у ранжирований ряд

$$P_{TP\min} < \dots P_{TP(k-1)} < \dots P_{TPk} < \dots < P_{TPi}.$$

Мінімальному значенню показника присвоюється індекс базового або нормативного показника, що відповідає кращому традиційному конструктивному рішення, що визначається як базове рішення.

Розглянуті положення дозволяють розробити систему оцінки нового конструктивного рішення. Варіанти оцінки приведені в табл. 25.4 у залежності від величин коефіцієнтів ефективності.

Вихідними даними для оцінки конструктивних рішень є параметри, що визначають значення відповідних показників: очікуючі параметри умов експлуатації; значення ККД створюваного об'єкта. Для нового конструктивного рішення ці величини визначаються розрахунком на основі теоретичної моделі формованого конструктивного рішення. Для традиційного конструктивного рішення важливо з наявної групи рішень визначити базове. Для цього необхідно виконати наступні дії: систематизувати вихідну інформацію (технічну документацію, каталоги, проспекти та ін.); визначити параметри, що входять у показники ефективності; розрахувати відповідні показники ефективності; ранжировати показники і встановити кращий об'єкт техніки.

Визначення ефективності техніки на основі розглянутої методики здійснюють в такій послідовності: визначають параметри нового конструктивного рішення, необхідні для розрахунку показників ефективності; визначають відповідні показники ефективності традиційних конструктивних рішень; визначають базове традиційне конструктивне рішення; розраховують середнє значення коефіцієнта ефективності конструктивного рішення K_{TPCP} ; розраховують коефіцієнт ефективності нового конструктивного рішення K_{HOVB} ; здійснюють оцінку нового конструктивного рішення; здійснюють оцінку нового конструктивного рішення у відповідності з рекомендаціями, приведеними в табл. 25.3 і 25.4.

Характер зміни узагальненого показника від впливаючих факторів.

Узагальнений показник P_{NG} змінюється залежно від розміру машини й істотно залежить від принципу дії. Для традиційних об'єктів техніки має місце тенденція зменшення показника P_{NG} у часі або його стабілізації.

На сучасному етапі як показник ефективності, що є основою встановлення зв'язків між окремими приватними показниками є показник наведених питомих витрат. Наведені витрати розглядаються як цільова функція, а потужність, маса та ін. як визначальні фактори.

Розрахункові залежності для визначення наведених витрат для традиційних машин і групи перспективних стосовно до бульдозерів на колісному і гусеничному ході, будівельних навантажувачів, скреперів, розпушувачів, екскаваторів приведені в таблиці 25.5.

Наведені витрати представлені у вигляді суми, кожне з доданків якої характеризує витрати на певну групу підсистем машини: перша група включає витрати, пропорційні ергономічним показникам: зручність, безпека, елементи бортових ЕОМ та ін. (для всіх типорозмірів машин ці властивості в основному однакові);

Таблиця 25.5.

Регресійні моделі, що визначають залежність наведених витрат від потужності й маси машин

Тип машини	Залежність наведених витрат грн/год. від потужності, кВт і маси машини, m		
	Традиційне виконання	Із двоножовою системою копання	Обладнання із ВСН (Л.А.Хмара)

	(В.І.Баловнєв)	(Л.А.Хмара)	
Бульдозери гусеничні	$Z_{np}=4,0+0,07N+0,38G$	$Z_{np}=4,0+0,06N+0,33G$	$Z_{np}=4,0+0,06N+0,29G$
Бульдозери колісні	$Z_{np}=9,0+0,05N+0,41G$	$Z_{np}=9,0+0,05N+0,39G$	$Z_{np}=9,0+0,05N+0,37G$
Скрепери	$Z_{np}=3,8+0,11N+0,57G$	$Z_{np}=3,8+0,10N+0,51G$	$Z_{np}=3,75+0,10N+0,52G$
Навантажувачі однокішшеві фронтальні пневмоколісні	$Z_{np}=9,2+0,13N+0,49G$	$Z_{np}=9,2+0,12N+0,46G$	-
Розпушувачі на гусеничному ході	$Z_{np}=4,0+0,05N+0,35G$	$Z_{np}=4,0+0,05N+0,31G$	-
Екскаватори з канатно-блоковою системою керування	$Z_{np}=8,2+0,11N+0,43G$	$Z_{np}=8,2+0,10N+0,36G$	-
Екскаватори гідролічні	$Z_{np}=7,9+0,1N+0,40G$	$Z_{np}=7,9+0,10N+0,35G$	-



Коефіцієнти підвищення продуктивності землерийно-транспортних машин із інтенсифікаторами приведені у таблиці 25.6.

Друга група становить витрати на створення енергетичної підсистеми, величина яких у першому наближенні пропорційна величині потужності встановленого двигуна - N ; третя група становить витрати на створення технологічної або функціональної підсистеми машини, які пропорційні масі (силі ваги) машини.

Ефективність машин може бути оцінена коефіцієнтом зниження наведених витрат:

$$K_{efz} = \frac{Z_{np}^{mp} - Z_{np}^H}{Z_{np}^{mp}},$$

де: Z_{np}^{mp} - наведені витрати, визначені за допомогою регресивних моделей для машин традиційного виконання (табл. 25.5); Z_{np}^H - те ж для машин, оснащених інтенсифікаторами, на-приклад, із двоножовою системою із застосуванням ВСН та ін. (див. табл. 25.5);

Таблиця 25.6.

Регресійні моделі для визначення коефіцієнтів підвищення продуктивності ЗТМ із інтенсифікаторами традиційного типу при розробці різних ґрунтів

№ п/п	Тип ґрунту	Бульдозер	Скрепер
1.	Пісок	$K_{\pi\Pi} = 0,08 + 0,251K_{\pi\phi} + 0,787K_{\pi\phi}^2$	$K_{\pi\Pi} = 0,078 + 0,683K_{\pi\phi} - 0,068K_{\pi\phi}^2 - 0,032K_{\pi\phi}^2$
2.	Супісок	$K_{\pi\Pi} = 0,08 + 0,33K_{\pi\phi} + 0,748K_{\pi\phi}^2$	$K_{\pi\Pi} = 0,064 + 0,531K_{\pi\phi} + 6,79K_{\pi\phi}^2 + 16,21K_{\pi\phi}^2 - 12,288K_{\pi\phi}^2$
3.	Суглинок	$K_{\pi\Pi} = 0,07 + 0,64K_{\pi\phi}$	$K_{\pi\Pi} = 0,102 + 0,5K_{\pi\phi} + 0,053K_{\pi\phi}^2$
4.	Глина	$K_{\pi\Pi} = 0,07 + 0,26K_{\pi\phi} + 2,978K_{\pi\phi}^2 - 4,73K_{\pi\phi}^2$	$K_{\pi\Pi} = 0,147 + 0,215K_{\pi\phi} + 0,43K_{\pi\phi}^2$

Примітка: 1. У розрахункових моделях підвищення продуктивності при зменшенні опорів ґрунтів копанню враховано за рахунок зміни швидкості процесу, маси ґрунту, що набирається, тривалості циклу та ін.

2. До інтенсифікаторів традиційного типу ставляться такі інтенсифікатори, які забезпечують підвищення ефективності робочого процесу без додаткового підведення енергії до робочого органа (ВСН, що виступають, бічні ножі, двоножові системи копання, раціо-нальна форма або конфігурація робочого органа та ін.).

Для робочих органів багатоцільового призначення, наприклад, переналагоджених в умовах зміни технології робіт, видів робіт та ін. наведені питомі витрати визначаються виразом

$$Z_{num} = \sum_{i=1}^n Z_{num_i} = \frac{Z_{np_1}}{P_1 \cdot p_1} + \frac{Z_{np_2}}{P_2 \cdot p_2} + \dots + \frac{Z_{np_n}}{P_n \cdot p_n},$$

де: $Z_{np_1}, Z_{np_2}, \dots, Z_{np_n}$ - наведені витрати, пов'язані з витратами відповідно при копанні ґрунту, навантаженню матеріалу, захвату вантажу, його установці, роботі грейфером та ін.; P_1, P_2, \dots, P_n - продуктивності відповідно при різних видах робіт – копанні, навантаженню матеріалу, захвату вантажу, його установці, роботі грейфером та ін.; p_1, p_2, \dots, p_n - статистична ймовірність відповідних видів робіт.

Розгляд різних методів оцінки ефективності БДМ дозволяє зробити висновок, що застосування одного або декількох інтенсифікаторів, для оцінки об'єкта варто використати отримані вираження, що забезпечують розрахунок відповідного коефіцієнта K_{ef} .

Машину багатоцільового призначення доцільно оцінювати на базі аналізу узагальнених показників P_{NG} .

Орієнтовно значення наведених питомих витрат для ряду традиційних і нових машин можна здійснювати на базі залежностей, наведених у таблиці 25.5.

Установлено взаємозв'язок між значеннями коефіцієнтів ефективності по зниженню опорів ґрунтів копанню K_{ef} при оснащенні робочих органів різними інтенсифікаторами і значеннями коефіцієнтів підвищення продуктивності K_{en} .

Регресійні моделі, що визначають залежність коефіцієнта підвищення продуктивності K_{en} від коефіцієнтів зменшення опорів копанню K_{ef} для робочих органів бульдозерів, скреперів, оснащених різними інтенсифікаторами при їхній експлуатації у різних ґрунтах і появи, що мають найбільшу ймовірність, у Європейській частині країни наведені в таблиці 25.6.

Отримані регресійні моделі дозволяють за матеріалами експериментів з масштабними фізичними моделями або теоретичної залежності по зниженню опорів копанню оцінити очікуване підвищення продуктивності машин при оснащенні їхніми різними інтенсифікаторами. Це забезпечує можливість визначення ступеня підвищення продуктивності землерийних машин на етапі пошукових лабораторних досліджень, на підставі тільки інформації про зниження опорів на робочому органі.

Контрольні питання

1. Показники для оцінки ефективності застосування на машинах для земляних робіт різних інтенсифікаторів.
2. Система показників для оцінки ефективності МЗР.
3. Характер зміни узагальненого показника від впливаючих факторів.
4. Оцінка ефективності конструктивних рішень на етапі формування.
5. Регресійні моделі, що визначають залежність наведених витрат від потужності і маси машини.

ЗАКЛЮЧЕННЯ

Курс «Машини для земляних робіт» опирається на такі загальнотеоретичні і загально-інженерні дисципліни, як вища математика, теоретична механіка, опір матеріалів, матеріалознавство, теорія механізмів і машин, електротехніка і електроніка, будівельна механіка та металоконструкції будівельних і дорожніх машин, технічні основи створення машин та ін.

У результаті вивчення перерахованих дисциплін студенти здобувають знання, необхідні для вирішення виробничо-технологічних, проектних, конструкторських і дослідницьких завдань в області будівельних, дорожніх і меліоративних машин. Мета дисципліни «Машини для земляних робіт» - дати студентам знання в області пристрою, принципів дії, методології проектування і розрахунку машин для земляних робіт.

Книга містить тільки мінімальні відомості про машини для земляних робіт, необхідні для інженера-механіка з будівельних, дорожніх, меліоративних машин і обладнання. Ці знання повинні поповнюватися в процесі практичної діяльності інженера: обсяги земляних робіт будуть рости, а машини для їхнього виконання будуть інтенсивно розвиватися. У найближчому майбутньому можна припускати значний кількісний і якісний ріст парку машин для земляних робіт.

Спорудження мережі трубопроводів від гігантських опріснювальних станцій на узбережжях морів і океанів, зведення міст і заводів майбутнього, будівництво у високогірних районах і глибоко під землею зажадає створення зовсім нових машин для земляних робіт.

Темпи науково-технічного прогресу скорочують строки морального старіння машин при відносній стабільності методології проектування, аналізу робочих процесів, розрахунку та синтезу машин і обладнання.

Парк будівельних машин оновлюється практично кожні п'ять-шість років, а методи теорії і розрахунку зберігають своє наукове та прикладне значення більш тривалий період часу. При створенні нової техніки великого значення набувають методи прискорення темпів пошуку і формування нових технологічних рішень, оцінки техніко-економічної ефективності, забезпечення міцності і надійності на етапі проектування, використання засобів систем автоматизованого проектування машин і обладнання.

Сучасні тенденції розвитку науково-технічного прогресу вимагають впровадження мікропроцесорної техніки в системи керування машинами, створення будівельних маніпуляторів і роботизованих пристроїв, забезпечення виробництва машин, що зберігають енергетичні, матеріальні і трудові ресурси.

Широкий розвиток отримують повністю автоматизовані системи машин, керовані дистанційно зі спеціальних центрів. Виконавчі механізми з більшим числом ступенів свободи дозволяють виконувати машинами складні й різноманітні технологічні операції. Мету захисту навколишнього середовища визначить переважний розвиток електричних і гідравлічних приводів.

Поряд з машинами, заснованими на принципі механічного впливу на ґрунт, отримають поширення пристрої для ефективного застосування хімічних, вибухових і гідравлічних способів руйнування ґрунтів і гірських порід.

Особливості майбутніх машин для земляних робіт вимагають від інженера-механіка з будівельних, дорожніх, меліоративних машин і обладнання не тільки досить ґрунтовних знань з кібернетики, програмування, матеріалознавства, прикладної математики, фізики, ЕОМ, але і наукового підходу до вирішення завдань, що ставляться. Виросла багатофункціональність виробництва, велика розманітність умов, що змінюються в часі, вимагають від інженера швидкого вирішення оптимальних рішень, чого можна досягти при постійному самовдосконаленні, високій культурі і відновленні знань інженера-механіка майбутнього.

Автори думають, що основні відомості, отримані студентами при вивченні даного курсу, будуть сприяти підвищенню якості їхньої інженерної підготовки.

ЛІТЕРАТУРА

1. Баладинський В.Л. та ін. Будівельні і меліоративні машини: Підручник / В.Л.Баладинський, В.С.Зінь, С.В.Кравець, О.В.Маркова, Л.Є.Пелевін, Ю.П.Пристайло, М.П.Скоблюк, В.М.Смірнов, В.Ф.Ткачук, А.В.Фомін. - Рівне: РДТУ, 1998. - 404 с.
2. Баладинський В.Л., Гаркавенко О.П., Кравець С.В. та ін. Машини для земляних робіт: Підручник. - Рівне: РДТУ, 1999. - 288 с.
3. Баладинский В.Л., Смирнов В.Н., Кравец С.В., Спектор М.Б. Рабочие процессы мелiorативных машин: Учебное пособие. - К.: КНУСА, 1999. - 148 с.
4. Баловнев В.И., Хмара Л.А. Интенсификация земляных работ в дорожном строительстве. - М.: Транспорт, 1983. - 183с.
5. Баловнев В.И., Ермилов А.Б. Оценка технико-экономической эффективности дорожно-строительных машин на этапе проектирования. - М.: МАДИ, 1984. - 102 с.
6. Баловнев В.И., Хмара Л.А. Повышение производительности машин для земляных работ. - К.: Будівельник, 1988. - 152 с.
7. Баловнев В.И., Хмара Л.А., Станевский В.П., Немировский П.И. Строительные роботы и манипуляторы. - К.: Будівельник, 1991. - 136 с.
8. Баловнев В.И., Хмара Л.А. Интенсификация разработки грунтов в дорожном строительстве. - М.: Транспорт, 1993. - 383 с.
9. Баловнев В.И. Система показателей оценки эффективности дорожно-строительных машин. - Строительные и дорожные машины, №11, 2000, с. 17...20.
10. Барнес В. Экскаваторы. Пер. с англ. Л.К.Праховой под ред. инж. В.А.Либина. ОГИЗ: Ленинград, 1934. - 252 с.
11. Борисенков В.А. Оптимизация скреперных агрегатов. - Воронеж: Изд-во ВГУ, 1990. - 248 с.
12. Бульдозеры и рыхлители. / Б.З.Захарчук, О.Д.Телушкин, Г.А.Шлойдо, Л.Л.Яркин. - М.: Машиностроение, 1987. - 240 с.
13. Ветров Ю.А., Кархов А.А., Кондра А.С., Станевский В.П. Машини для земляных работ. Учебник для вузов. Под общ. ред.чл.-кор. АН УССР профессора Ю.А.Ветрова. - К.: Вища школа, 1981. - 384 с.
14. Волков Д.П. Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов. - М.: Машиностроение, 1965. - 464 с.
15. Волков Д.П. Строительные машины и оборудование. Взгляд в XXI ст. - Строительные и дорожные машины, № 5, 1998, с. 2...5.
16. Волков Д.П., Алешин В.И., Крикун В.Я., Рынсков О.Е. Строительные машины. Учебн. для вузов / Под ред. Д.П.Волкова. - М.: Высш. шк., 1998. - 319 с.
17. Власов В.В. Динамика бульдозера при упоре в непреодолимое препятствие краем отвала: Горные, строительные, дорожные и мелiorативные машины. Респ. межв. научн.-техн. сб. - К.: 1991, с. 69...76.
18. Гарбузов З.Е. и др. Землеройные машины непрерывного действия. - М.-Л.: Машиностроение, 1965. - 274 с.
19. Гринкевич П.С. Строительные машины. - М.: Машиностроение, 1975. - 486 с.
20. Добронравов С.С., Дронов В.Г. Строительные машины и основы автоматизации. - М.: Высшая школа, 2001. - 575 с.
21. Домбровский Н.Г., Картвелишвили Ю.Л., Гальперин М.И. Строительные машины. - М.: Машиностроение, 1976. - 391 с.
22. Домбровский Н.Г. Многоковшовые экскаваторы. - М.: Машиностроение, 1972. - 432 с.
23. Дорожно-строительные машины: Учеб. пособие под общ. редакцией А.М.Щемелева. - Минск: УП «Технопринт», 2000. - 516 с.
24. Дорожные машины. ч. I. Машини для земляных работ / Т.В.Алексеева, К.А.Артемьев, А.А.Бромберг и др. - М.: Машиностроение, 1972. - 504 с.

25. *Дорожные машины*. Теория, конструкция и расчет. Учебник для вузов. Изд. 2-е, доп. и перераб. / Н.Я.Хархута, М.И.Капустин, В.П. Семенов, И.М.Эвентов. – Л.: Машиностроение, 1976. – 472 с.

26. *Залко А.И.* и др. Самоходные скреперы. / А.И.Залко, Э.Г.Ронинсон, Н.А.Сидоров. – М.: Машиностроение, 1991. – 256 с.

27. *Землеройные машины с многоцелевыми рабочими органами*: Обзорная информация / Баловнев В.И., Кузин Э.Н., Хмара Л.А.. Серия 4 «Дорожные машины». – М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1986. – 49 с.

28. *Зінь В.С.* Меліоративні машини (Теорія і розрахунок): Навчальний посібник. – К.: НМК ВО, 1992. – 120 с.

29. *Кириченко І.Г., Назаров Л.В., Нічке В.В.* та ін. Наукові основи створення високоефективних землерійно-транспортних машин. – Харків, 2003. – 588 с.

30. *Коновалов В.М., Кудинов Н.Н.* Концепция и прогноз развития строительного, дорожного и коммунального машиностроения на период до 2005 года. – Строительные и дорожные машины. № 4-6, 1998.

31. *Кравец С.В.* и др. Дополнительный нож бестраншейного дреноукладчика МД-12 для работы на тяжелых грунтах. – Строительные и дорожные машины, 1989, № 11, с. 10, 11.

32. *Кравец С.В., Никитин В.Г.* Определение вместимости и количества ковшей многоковшового роторного экскаватора. – В кн. Горн., строит., дор. и мелиор. машины: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – К.: КИСИ, 1992, вып. 46, с. 97...100.

33. *Кравец С.В.* Грунтозахисні та енергозберігаючі машини для прокладки підземних комунікацій. Основи теорії, проектування та створення. – Рівне: РДТУ, 1999. – 277 с.

34. *Кравец С.В., Зінь В.С., Маркова О.В.* та ін. Машини для водного господарства: Підручник. – Рівне: НУВГП, 2006. – 348 с.

35. *Кравец С.В.* Теорія руйнування робочих середовищ: Навчальний посібник. – Рівне: НУВГП, 2008. – 124 с.

36. *Кравец С.В., Каслин Н.Д., Руднев В.К., Супонев В.Н.* Машини для бестраншейной прокладки подземных коммуникаций / Под ред. Руднева В.К. – Харьков: ООО «Фавор», 2008. – 256 с.

37. *Курсовое и дипломное проектирование по мелиоративным машинам*. Под ред. И.И.Мера. – М.: Колос, 1978. – 175 с.

38. *Кучерук А.А., Кравец С.В.* Определение давления грунта на боковые стенки разрезающего ножа. – В кн.: Конструирование и технология пр-ва с-х машин. – Респ. межвед. науч.-техн. сб. – К.: Техника, 1987, вып. 17, с. 37...40.

39. *Машины для земляных работ*. Учебник. / Под ред. Гаркави Н.Г. – М.: Высшая школа, 1982. – 317 с.

40. *Машины для земляных работ*. Под общ. ред. Ю.А.Ветрова. – 2-е изд. дораб. и доп. – Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1981. – 384 с.

41. *Машины для земляных работ*. Справочное пособие по строительным машинам. Вып. 2. А.К. Рейш и др. – М.: Стройиздат, 1981. – 352 с.

42. *Машины для земляных работ* / Ю.А.Ветров, А.А.Кархов, А.С.Кондра, В.П.Станевский. Под общей ред. Ю.А.Ветрова. – К.: Вища школа, 1976. – 368 с.

43. *Машины для земляных работ* / Н.Г.Гаркави, В.М.Аринченков, В.В.Карпов и др. Под ред. Н.Г.Гаркави. – М.: Высш.школа, 1982. – 335 с.

44. *Машины для земляных работ: Учебник для студентов ВУЗов по специальности «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование»* / Д.П.Волков, В.Я.Крикун, П.Е.Тотолин и др.; под общ. ред. Д.П.Волкова. – М.: Машиностроение, 1992. – 448 с.

45. *Мусійко В.Д.* Екскаватори поздовжнього копання: Навч. посібник. – К.: НТУ, ЗАТ «Віпол», 2008. – 240с.

46. *Перспективы развития строительной промышленности Японии на пороге XXI*

века. - Строительные и дорожные машины. № 4. 1999, с. 5...7.

47. *Подэрни Р.Ю.* Горные машины и комплексы для открытых работ. Т.1., Т.2. - М.: МГГУ, 2001. - 422 с., 332 с.

48. *Проектирование* машин для земляных работ / Под ред. А.М.Холодова. - Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1986. - 272 с.

49. *Робочі процеси землерійно-транспортних машин і їх інтенсифікація: Учбовий посібник.* / В.В.Нічке, М.А.Антонов, О.А.Єрмакова. - Харків: УСДО, 1995. - 184 с.

50. *Руднев В.К.* Копание грунтов землеройно-транспортными машинами активного действия. - Харьков: Вища школа, 1974. - 144 с.

51. *Румянцев В.А., Фиглин М.З.* Траншейные экскаваторы. - М.: Машиностроение, 1980. - 128 с.

52. *Сборник научных трудов ПГАСА «Интенсификация рабочих процессов строительных машин».* Под ред. профессора Л.А.Хмары. Выпуск 4. Машины для земляных работ, 1998. - 152 с.

53. *Сборник научных трудов ПГАСА «Интенсификация рабочих процессов строительных машин».* Отв. редактор профессор Л.А.Хмара. Выпуск 10. «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование», 2000. - 206 с.

54. *Севров К.П., Горячкин Б.В., Покровский А.А.* Автогрейдеры. Конструкция, теория, расчет. - М.: Машиностроение, 1970. - 192 с.

55. *Системы и типоразмерные ряды машин - основа унификации и специализации в отрасли.* - Строительные и дорожные машины, 1987, № 6, с. 2...3.

56. *Современное состояние и задачи развития строительных технологий в Японии.* - Строительные и дорожные машины, № 11-12, 1998, с. 4...7.

57. *Справочник конструктора дорожных машин.* / Под редакцией И. П. Бородачова - М.: Машиностроение, 1973. - 503 с.

58. *Строительные машины для механизации мелиоративных работ* / В.В.Суриков, Б.А.Васильев, В.Б.Гантман и др. Под ред. В.В.Сурикова. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Агропромиздат, 1991. - 463 с.

59. *Строительные машины.* Справочник под ред. В.А.Баумана. т. 1. - М.: Машиностроение, 1976. - 502 с.

60. *Тенденции совершенствования специализированного землеройного оборудования к тракторам и экскаваторам.* / Хмара Л.А.//Сб. научн. тр. Интенсификация рабочих процессов строительных машин: Сборник научных трудов. Вып. 15. - Дн-ск: ПГАСиА, 2002, с. 4...27.

61. *Трофимов А.П.* Землеройные и подъемно-транспортные машины. - Киев: Будівельник, 1978. - 368 с.

62. *Ульянов Н.А.* Теория самоходных колесных землеройно-транспортных машин. - М.: Машиностроение, 1970. - 520 с.

63. *Федоров Д. И.* Рабочие органы землеройных машин. - 2-е изд. Переработ. и доп. - М.: Машиностроение, 1989. - 368 с.

64. *Фрейкман И.К., Ильгисонис В.К.* Землеройные машины. - Л.: Машиностроение, 1972. - 320 с.

65. *Хархута Н.Я., М.К.Капустин, В.П.Семенов, И.М.Эвентов.* Дорожные машины. - Л.: Машиностроение, 1969. - 416 с.

66. *Хмара Л.А.* Интенсификация рабочих процессов машин для земляных работ. - Днепропетровск: ДИСИ, 1989. - 329с.

67. *Хмара Л.А.* Научные основы формирования многокомпонентных рабочих органов землеройных машин. Интенсификация рабочих процессов строительных машин: Сборник научных трудов. Вып. 4. Машины для земляных работ. - Днепропетровск: ПГАСА, 1998, с. 14...21.

68. *Хмара Л.А.* Актуальные направления научных исследований в области совершенствования землеройной, строительной и дорожной техники. Строительство.

Материаловедение. Машиностроение: Сборник научных трудов. Вып. 26. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. - Днепропетровск: ПГАСА, 2004, с. 5...18.

69. *Хмара Л.А., Кулик И.А., Соколов И.А.* Показатели эффективности захватно-рыхлительного рабочего органа гидравлического экскаватора многоцелевого назначения. Сборник научных трудов ПГАСА „Интенсификация рабочих процессов строительных машин”. Выпуск 4. Машины для земляных работ. Днепропетровск, 1988, с. 81...86.

70. *Хмара Л.А.* Строительные манипуляторы и роботы. - Днепропетровск: ДИСИ, 1993. - 385 с.

71. *Холодов А.М.* Основы динамики землеройно-транспортных машин. - М.: Машиностроение, 1968. – 155 с.

72. *Холодов А.М., Ничке В.В., Назаров Л.В.* Землеройно-транспортные машины. Справочник - Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1982. - 192 с.

73. *Холодов А.М.* История науки и техники автомобильно-дорожного транспорта. Учебное пособие: - Харьков: ХГАДТУ, 1996. - 123 с.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Алфавітно-предметний покажчик

Автогрейдер (390)

- загальні відомості (390)
- конструкція (391)
- основні параметри (397)
- розрахунок (399)
- продуктивність (397)

Багатокішшеві екскаватори (256, 281, 293)

- класифікація, індексація (256, 281, 293)
- траншейні (258, 261)
- кар'єрні (281)
- радіального копання (293)
- конструкція (258, 261, 286, 293)
- розрахунок (262, 274, 289, 306)

Бульдозери (359)

- загальні відомості (359)
- конструкція (360)
- основні параметри (367)
- розрахунок (364, 372)
- продуктивність (365)

Безтраншейні укладачі (478)

- загальні відомості (478)
- класифікація (479)
- конструкція (480)
- розрахунок (485)

Взаємодія (74, 128)

- робочих органів з ґрунтом (74, 77)
- різання і копання ґрунтів (76, 74)
- критична глибина різання (80)
- рушія з ґрунтом (128)
- тягові розрахунки (131)

Вібраційні і вібротрамбуючі машини (406, 408, 418, 421)

Гідромонітори (498)

- загальні відомості (497)
- конструкція (498)
- розрахунок (502, 503, 505, 506, 508, 509)

Грейфер (170, 177, 212, 241)

Ґрунти (60)

- загальні відомості (60)
- фізичко-механічні властивості (60)
- класифікація (61, 68)
- способи руйнування (70)
- вихідні дані для розрахунку (72)

Динаміка машин (97)

- аналіз динамічних систем (97)
- динамічні навантаження (100)
- землерийних (112)
- землерийно-транспортних (104)

Драглайн (170, 211)

Екскаватори (167, 258)

- однокішшеві (167)

- багатокішшеві (256, 281, 293)

Ефективність машин (532)

- показники оцінки ефективності (532)

Зворотна лопата (167, 170, 210, 241)

Землерийно-транспортні машини (51)

Землесосні снаряди (500)

- конструкція (501)

- розрахунки (502)

Індексація машин (169, 257)

Історія розвитку машин (8)

- будівельних (8)
- дорожніх (16)
- наукових досліджень (44)

Каналокопачі (510)

- загальні відомості (510)
- класифікація (510)
- конструкція (511, 513)
- розрахунок (519, 524, 526, 527)

Копання ґрунту (74)

Котки для ущільнення ґрунтів (405)

Ланцюгові екскаватори (258, 281)

Машини для ущільнення ґрунтів (405)

- класифікація (405)
- конструкція (408)
- розрахунок (411)
- основні напрямки розвитку (422)

Обладнання для гідромеханізації (497)

- конструкція (498)
- принцип дії (500)
- розрахунок (502)

Однокішшеві екскаватори (167)

- класифікація (168)
- індексація (169)
- пряма лопата (168, 218, 241)
- зворотна лопата (167, 170, 171, 210, 241)

- драглайн (170, 211)

- грейфер (170, 177, 212, 241)

- навантажувач (176, 461)

- планувальник (170, 179)

- розрахунки (198, 221)

- продуктивність (238)

- тенденції розвитку (241)

Однокішшеві навантажувачі (461)

- класифікація (461)

- конструкція (464)

- розрахунок (474)

- продуктивність (477)

Приводи машин (133)

- загальні відомості (133)

- силове обладнання (134)



Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

- трансмісії (140)
- системи керування (142)
- Продуктивність** (41)
- Пряма лопата** (168, 218, 241)
- Режими роботи машин** (38)
- Робочі процеси машин** (38)
- Розпушувачі** (424)
 - загальні відомості (424)
 - конструкція (425)
 - розрахунки (439)
 - шляхи удосконалення (445)
- Роторні екскаватори** (260, 293)
- Силові обладнання** (134)
- Скрепери** (313)
 - класифікація (313)
 - будова (313)

- розрахунок (327)
- Системи керування** (142)
- Статичний розрахунок** (234, 269, 279)
- Тенденції розвитку конструкцій** (241, 280, 348, 422, 445)
- Трамбуючі машини** (415)
- Трансмісії** (140)
- Тяговий розрахунок** (131)
- Ущільнення ґрунтів** (123)
 - параметри процесу (124)
 - способи ущільнення (126)
- Ходове обладнання** (149)
 - гусеничне (153)
 - пневмоколісне (159)
 - крокуюче (164)



Національний університет
водного господарства
та природокористування